Alexandru Chișlu

Dorina Matieșan

Teodor Mădărășan

Dumitru Pop

ORGANE DE MAȘINI

Scanned with OKEN Scanner

MINISTERUL EDUCAȚIEI ȘI ÎNVĂȚĂMÎNTULUI

Prof. dr. ing. ALEXANDRU CHIȘIU
Ș.I. dr. ing. DORINA MATIEȘAN
Ș.I. ing. TEODOR MĂDĂRĂȘAN
Ș.I. ing. DUMITRU POP

ORGANE DE MAȘINI

O carte bună pentru un inginer bun.
1.03.977.

EDITURA DIDACTICĂ ȘI PEDAGOGICĂ
BUCUREȘTI

Scanned with OKEN Scanner

Lucrarea a fost elaborată după cum urmează:

Al. Ghișiu — Prefața, cap. 1, 2, 3, 6, 4.8, 7.1, 7.2, 7.3; — coordonator

D. Matieșan — cap. 9, 10, 11, 12, 13;

T. Mădărășan — cap. 4.1...4.7, 7.4...7.7;

D. Pop — cap. 5, 7.8, 8, 14, 15.

Referent științific: Prof. dr. ing. **T. Mladinescu**

Institutul politehnic — București

Redactor: **I. Mincă**

Tehnoredactor: **V. Bogdan**

Coperta: **O. Magheran**

Scanned with OKEN Scanner

Prefață

Dezvoltarea fără precedent a industriei noastre constructoare de mașini impune ca și în domeniul Organelor de mașini să se dea viitorilor proiectanți și tehnologi temeinice cunoștințe teoretice și practice de bază, în vederea realizării în cele mai bune condiții tehnice și economice a diverselor mașini și utilaje necesare industriei socialiste.

Dealtfel, documentele Congresului al XI-lea al P.C.R. fac ample recomandări privind problemele dezvoltării construcției de mașini sub toate aspectele, iar cincinalul 1976—1980, ținînd seamă de necesitatea acestei dezvoltări, prin prevederile pe care le conține și saltul pe care îl va asigura în dezvoltarea economică a țării, se numește cincinalul revoluției tehnico-științifice.

Pentru a fi cît mai eficientă în procesul de formare a noilor specialiști de înaltă calificare și totodată, pentru a sprijini cît mai direct dezvoltarea impetuoasă a industriei și științei din țara noastră, lucrarea este concepută să îmbine armonios scopul formativ cu cel informativ, conținînd cele mai importante capitole clasice de Organe de mașini, completate cu rezultate ale cercetărilor recente pe plan național și internațional. În acest sens, se pot aminti următoarele capitole:

— bazele proiectării organelor de mașini, care ține seama de valorificarea superioară a metalului, ca o necesitate obiectivă, fiind legată în primul rînd de o activitate de concepție corespunzătoare privind alegerea corectă a materialului (în special a oțelului) pentru realizarea unor mașini și utilaje cu performanțe tehnico-economice ridicate, în condițiile reducerii consumului specific, precum și pentru realizarea unei bune competitivități pe plan internațional;

— noțiuni de tribologie, știință care este apreciată deosebit de mult pe toate planurile, datorită efectelor economice de amploare pe care le oferă studiile și cercetările de frecare-uzare-ungere, pentru industria construcției de mașini, cu diferite exemplificări și analize de cazuri reale;

— lagărele, atît cele de alunecare cît și cele de rostogolire, cu portanță și durabilitate mărită, care sînt utilizate în măsură din ce în ce mai mare (s-a introdus și o schemă logică cu ajutorul căreia se optimizează pe calculatoare electronice portanța și durabilitatea lagărelor de alunecare în funcție de parametrii constructivi și funcționali);

Scanned with OKEN Scanner

— angrenajele, calculate pentru prima dată în țara noastră pe baza recomandării după sistemul internațional, la care a aderat și România. Menționăm că acest nou mod de calcul al roților dințate contribuie la mărirea portanței și durabilității lor în serviciu;

— noțiuni de fiabilitate, capitol în care sînt prezentate unele măsuri de care trebuie să se țină seama încă de la proiectare, pentru asigurarea funcționării fără defecțiuni a ansamblurilor pe parcursul unor perioade de timp impuse. Este necesară studierea și mărirea fiabilității, deoarece în felul acesta se asigură în final o mai bună competitivitate a produselor pe plan național și internațional.

S-a căutat de asemenea să se dezvolte simțul practic, constructiv și de proiectare, fiind prezentată o mare varietate de soluții constructive de organe de mașini, exemple de calcul precum și tabele cu o serie de date necesare atît pentru întocmirea proiectelor de an și de diplomă, cît și în activitatea de proiectare și de producție.

Lucrarea, tratînd toate capitolele prevăzute de programele analitice ale facultăților cu profil mecanic, se adresează studenților de la aceste facultăți, fiind utilă atît inginerilor din institute de proiectări și tehnologie, cît și celor care lucrează direct în exploatare.

Autorii

Scanned with OKEN Scanner

1.

CONSIDERAȚII GENERALE

1.1. PROBLEMELE ORGANELOR DE MAȘINI

1.1.1. Obiectul și importanța Organelor de mașini

O mașină, un agregat etc., se poate descompune în grupuri de piese care au anumite roluri funcționale, grupuri denumite ansambluri. De exemplu, cutia de viteze a unui strung sau pompa de ulei a unui circuit hidraulic, constituie ansambluri. Ansamblurile pot fi descompuse în subansambluri, care sînt constituite din grupuri de piese cu roluri funcționale distincte în ansamblul respectiv. Referindu-ne la cutia de viteze a strungului, un subansamblu se poate considera un arbore împreună cu roțile dințate, rulmenții montați pe arbore etc. Organele de mașini sînt piese sau grupuri de piese care formează părți constituente ale unor mașini ce pot fi calculate și proiectate separat de restul ansamblului.

Importanța cursului de Organe de mașini rezidă în faptul că el indică modul de realizare practică a organelor de mașini în construcția de mașini. Ținînd seama de condițiile reale de funcționare, de cunoștințele dobîndite la alte discipline (Rezistența materialelor, Mecanică, Tehnologie etc.), el oferă studenților posibilitatea să ia contact cu munca de proiectare, devenind în acest fel o disciplină de bază în studiul construcției de mașini.

1.1.2. Clasificarea organelor de mașini

Marea varietate a organelor de mașini impune o clasificare a lor, care în mod curent se face după criteriile prezentate în tabelul 1.1.

În tabelul 1.2 se prezintă o clasificare a organelor de mașini după structura morfologică și după modul de repartiție a tensiunilor în secțiune.

Scanned with OKEN Scanner

Tabelul 1.1.

Clasificarea organelor de maşini

Nr. crt.	Criteriul de clasificare	Complexitatea (tipul) organelor de maşini	Denumirea organului de maşină	Obs.
0	1	2	3	4
1	Constructiv	Organe simple (piesă unică)	Şuruburi, pene, nituri, arcuri etc.	
2		Organe compuse (compus din mai multe organe simple)	Rulmenţi, biele, lagăre de alunecare etc.	Aceste organe dau posibilitatea folosirii raţionale a materialelor
3	Funcţional	Organe de asamblare	Nituri, pene, şuruburi etc.	
4		Organe în mişcare de rotaţie	Osii, arbori, fusuri etc.	
5		Organe de rezemare pentru mişcarea de rotaţie	Lagăre de alunecare, rulmenţi etc.	
6		Organe de legătură pentru mişcarea de rotaţie	Cuplaje etc.	
7		Organe de transmitere a mişcării de rotaţie	Angrenaje, roţi de fricţiune, curele etc.	
8		Organele mecanismului bielă-manivelă	Manivelă, bielă, arbore cotit, piston etc.	
9		Organe pentru închiderea şi conducerea circulaţiei fluidelor	Conducte, organe de închidere	
10	Domeniu de utilizare	Organe generale (utilizabile sub aceeaşi formă constructivă)	Şuruburi, pene etc.	
11		Organe speciale (utilizabile numai la anumite tipuri de maşini)	Rotoare, carburatoare etc.	
12	Structura morfologică (după formă, considerată prin raportul $\frac{L}{D}$ *)	Organe de maşini cu o axă longitudinală, cu raportul $\frac{L}{D} < 0{,}5$	Şaibe, discuri, roţi dinţate înguste etc. (piese cu aspect plat)	
13		Idem, cu raportul $\frac{L}{D} = 0{,}5 \ldots 2$	Roţi dinţate, cuplaje, şuruburi scurte, pene, bolţuri scurte etc.	
14		Idem, cu raportul $\frac{L}{D} > 2$	Axe, arbori, şuruburi, bolţuri, biele	
15		Organe de maşini cu formă complicată	Carcase, lagăre, arbori cotiţi, batiuri etc.	

Scanned with OKEN Scanner

Tabelul 1.1. (continuare)

Nr. crt.	Criteriul de clasificare	Complexitatea (tipul) organelor de maşini	Denumirea organului de maşină	Obs.
0	1	2	3	4
16	Grupa de grosime	sub 16 mm	Grosimea organului de maşină trebuie să se afle în zona cu materialul compact cu dimensiunea maximă, aflată sub acţiunea solicitărilor principale. De exemplu : a) În cazul discurilor — grosimea discului ; b) În cazul arborilor — diametrul arborelui ; c) În cazul şuruburilor — diametrul interior etc.	Este necesară cunoaşterea mărimii laminatului din care se vor confecţiona organele de maşini, corelînd grosimea organului de maşină cu grupa de grosime a materialului
17		16...40 mm		
18		40...100 mm		
19		peste 100 mm		
20	După modul de repartizare a tensiunilor în secţiune	Organe de maşini cu tensiunile preponderente uniform repartizate în secţiune	Tiranţi, şuruburi conducătoare etc.	
21		Valorile maxime ale tensiunilor sînt situate în zona de suprafaţă	Axe, arbori, bolţuri, ştifturi etc.	
22		Organe de maşini cu tensiunile maxime în zonele de contact	Role, corpuri de rulare, flancurile dinţilor roţilor dinţate etc.	
23	După viteza de variaţie a solicitării în exploatare	Organe de maşini solicitate static, precum şi cele solicitate dinamic cu viteza de variaţie a tensiunilor de maximum 50 kN/cm² s	Organele de maşini în cauză se vor analiza corelat cu temperatura de funcţionare	Clasificarea este orientativă, deoarece nu se poate stabili precis viteza de variaţie a solicitărilor
24		Organe de maşini solicitate variabil (dinamic), la care viteza de variaţie este de peste 50 kN/cm² s		
25	După nivelul tensiunilor maxime	Organe de maşini la care solicitările produc tensiuni mici		Organele se dimensionează pe bază de rigiditate
26		Organe de maşini la care solicitările produc tensiuni mari		Organele se dimensionează pe bază de rezistenţă. Se consideră tensiuni mari cele care depăşesc cu 20 % valoarea rezistenţei la rupere a materialului

Scanned with OKEN Scanner

Tabelul 1.1. (continuare)

Nr. crt.	Criteriul de clasificare	Complexitatea (tipul) organelor de mașini	Denumirea organului de mașină	Obs.
0	1	2	3	4
27	După concepția constructivă	Organe de mașini cu concentratori de tensiune slabi		
28		Idem, cu concentratori de tensiune puternici		Concentratori de tensiune puternici se consideră cei cu valoare peste 2,5

* L este lungimea în direcția axei longitudinale;
D — diametrul cercului echivalent avînd aria egală cu cea a secțiunii transversale a piesei respective

Tabelul 1.2

Clasificarea organelor de mașini după structura morfologică și modul de repartiție a tensiunilor

Clasificarea după structura morfologică (după formă, considerată prin raportul $\frac{L}{D}$ *)	Modul de repartizare a tensiunilor în secțiune	Exemple de organe de mașini
Organe de mașini cu o axă longitudinală, cu raportul $\frac{L}{D}$ sub 0,5	Tensiuni uniform repartizate pe secțiune	Bandaje, șuruburi scurte, inele, distanțiere
	Tensiuni neuniform repartizate pe secțiune	Șaibe, roți dințate dimensionate pentru rezistența la încovoiere, piulițe, discuri, zale de lanț, roți pentru transmisii prin curele, pistoane de joasă presiune, roți cu fricțiune, cuplaje, flanșe
	Tensiuni specifice zonelor de contact	Role, bolțuri de antrenare, roți dințate dimensionate pentru rezistența la presiunea de contact, pene, disc, roți melcate, fusuri, pivoți, came
Organe de mașini cu o axă longitudinală, cu raportul $\frac{L}{D}=0{,}5\ldots2$	Tensiuni uniform repartizate pe secțiune	Șuruburi, bolțuri, cilindri de presiune, știfturi, distanțiere
	Tensiuni neuniform repartizate pe secțiune	Arbori, axe, roți dințate dimensionate pentru rezistența la încovoiere, roți pentru lanțuri, discuri, volanți, capete de cruce, pistoane, roți cu fricțiune, arcuri
	Tensiuni specifice zonelor de contact	Role, bolțuri de antrenare lungi, bile, role de lanț, melci pentru angrenaje melcate, ghidaje, pene, arbori canelați, fusuri

Scanned with OKEN Scanner

Tabelul 1.2. (continuare)

Clasificarea după structura morfologică (după formă, considerată prin raportul $\frac{L^*}{D}$)	Modul de repartizare a tensiunilor în secțiune	Exemple de organe de mașini
Organe de mașini cu o axă longitudinală, cu raportul $\frac{L}{D}$ peste 2	Tensiuni uniform repartizate pe secțiune	Tiranți, șuruburi, bolțuri, bare de remorcare, mecanisme din bare
	Tensiuni neuniform repartizate pe secțiune	Arbori, arbori canelați, biele, roți dințate late dimensionate pentru rezistența la încovoiere, arcuri spirale, arcuri cu foi, arcuri lamelare, osii, cremaliere
	Tensiuni specifice zonelor de contact	Ace de rulment, role, roți dințate dimensionate pentru rezistența la presiune de contact, ghidaje
Organe de mașini cu o o formă complexă		Arbori cotiți, manivele, batiuri, carcase portante, organe de închidere, fuzete

* L este lungimea în direcția axei longitudinale; D — diametrul cercului echivalent având aria egală cu cea a secțiunii transversale a piesei respective.

Obiectul cursului de Organe de mașini îl constituie studiul organelor de mașini generale, cele speciale tratîndu-se la cursurile de specialitate.

Scanned with OKEN Scanner

2.

BAZELE PROIECTĂRII ORGANELOR DE MAŞINI

2.1. UNELE PROBLEME ALE PROIECTĂRII ORGANELOR DE MAŞINI

În munca de proiectare, în afara altor factori, alegerea corectă a materialului şi în special a oţelului, constituie o fază de o importanţă deosebită, contribuind astfel la realizarea unor maşini şi utilaje cu performanţe tehnico-economice ridicate, îndeplinind în acelaşi timp condiţia de fiabilitate şi reducînd consumul specific de material.

Clasificările organelor de maşini de pînă acum nu ţin seama de destinaţia pe care le au ele şi nu dau indicaţii pentru alegerea oţelurilor şi confecţionarea lor, alegînd materialele mai mult după nişte criterii generale bazate pe tradiţia existentă.

În tabelele 1.1 şi 1.2 de mai sus, s-a prezentat o nouă clasificare, care să orienteze pe proiectanţi la o mai corectă alegere a oţelurilor pentru un anumit organ de maşină.

Se insistă îndeosebi asupra alegerii ştiinţifice a oţelurilor, deoarece, faţă de alte materiale, acestea se utilizează incomparabil mai mult în construcţia de maşini, pentru o serie de organe de maşini mai solicitate, avînd ca scop următorii factori :

— reducerea greutăţii specifice ;
— o mai mare durabilitate ;
— asigurarea fiabilităţii dorite etc.,

toate acestea contribuind la o mai bună competitivitate pe piaţa internaţională.

2.1.1. Alegerea oţelurilor pentru construcţii de organe de maşini

Din punctul de vedere al alegerii materialelor, activitatea de proiectare, necesită următoarele faze principale :

— alegerea preliminară a materialului ;
— calculul dimensiunilor principale ;

Scanned with OKEN Scanner

— verificarea secţiunilor periculoase;
— definitivarea alegerii materialului.

Alegerea oţelurilor se face în funcţie de o serie de factori importanţi cum sînt:
— caracteristicile de rezistenţă statice;
— rezistenţa la oboseală;
— rezistenţa la rupere fragilă;
— concentrări de tensiuni, defecte de suprafaţă;
— condiţii de tratament termic.

Se recomandă alegerea unei serii cît mai restrînse de tipodimensiuni de oţeluri, care să acopere necesităţile. Alegerea altor mărci de oţeluri similare nu este justificată.

2.1.1.1. Alegerea oţelurilor pentru diferite organe de maşini pe baza caracteristicilor de rezistenţă

Dimensionarea organelor de maşini pe bază de rezistenţă implică introducerea unui coeficient de siguranţă.

La alegerea raţională a oţelului, indicii tehnico-economici ai organului de maşină proiectat cum sînt: capacitatea portantă, greutatea proprie, randamentul, preţul de cost etc., sînt în directă corelare cu valoarea caracteristicilor de rezistenţă ale oţelului ales.

Utilizarea unui oţel cu caracteristici ridicate duce la reducerea greutăţii, deci a consumului de oţel, la ieftinirea transportului, la reducerea prelucrărilor mecanice etc. Alegerea unor astfel de oţeluri se face în cazul organelor de maşini cu o formă apropiată de solidul de egală rezistenţă şi cu concentratorii de tensiuni slabi.

În tabelul 2.1 se prezintă diferite mărci de oţeluri, în funcţie de limita de curgere şi de grosimea piesei.

Tabelul 2.1

Alegerea diferitelor oţeluri în funcţie de limita de curgere şi grosimea piesei [64]

	28 TMC 12 **				
110	34MoCN 15	30 MoCN20			
100	18 MoCN 13 ** 38 MoCA09 * 50 VC 11	28 TMC 12 ** 34 MoC 15	30 MoCN 20		
90	40 C 10	18 MoCN 13 **			
85	21 MoNC 12 ** 21 TMC 12 ** 40 BC 10 41 MoC11	20 MoN 35 ** 38 MoCA 09 * 50 VC 11	34 MoCN 15		
80	33 MoC11 39 CA 06 *	13 CN 30 ** 21 TMC 12 ** 40 C10	20 MoN 35 ** 50 VC 11	30 MoCN 20	
75	18 MC 10 **	40 BC 10 41 MoC11	18 MoCN 13 ** 38 MoCA 09 *		30 MoCN 20

Scanned with OKEN Scanner

Tabelul 2.1. (continuare)

limita de curgere $\sigma_{0,2}$ [daN/mm²]	grosimea piesei [mm]				
	max. 16	17...40	41...100	101...160	161...250
70		21 MoMC12 ** 33 MoC11 39 CA06 *	13 CN 30 ** 40 C 10	20 MoN 30 ** 34 MoC N 15 50 VC 11	
65	35 N 16 OLC 60	18 MC 10 **	40 BC 10 41 MoC 11 21 MoMC 12 ** 28 TMC 12 ** 33 MoC 11	13 CN 30 ** 18 MoCN 13 ** 38 MoCA 09 ** 41 MoC 11	20 MoN 35 ** 34 MoCN 15 50 VC 11 13 CN 30 ** 38 MCA 09
55	15 C 08 ** OLC 55	35 M16	18 MC 10 ** 21 TMC 12 ** 39 CA 06 *	33 MoC 11	41 MoC 11
50	OLC 45	15 C 08 ** OLC 60	35 M 16		33 MoC 11
45	OLC 35	OLC 55	OLC 60	35 M 16	
40	OLC 25 OL 70	OLC 45 OLC 35 OL 70	OLC 55 OLC 45 OL 70		
35	OLC 15 OL 50 OL 60	OLC 25 OL 50 OL 60	OLC 35 OL 60		
30	OLC 10 OL 37 OL 42	OLC 15	OLC 25 OL 50		
25		OLC 10 OL 37 OL 42	OLC 15 OLC 45		

* piese nitrurate
** piese cementate

Se reaminteşte că în marea majoritate a cazurilor cunoaşterea caracteristicilor de rezistenţă statică nu este suficientă, deoarece o comportare corespunzătoare a organului de maşină depinde şi de alte caracteristici de calitate ale oţelului, ca de exemplu : ductilitate, oboseală, călibilitate etc. Deci, trebuie urmărit dacă oţelul are caracteristici corespunzătoare, dacă este bine cunoscut în uzina respectivă, dacă a mai fost utilizat şi la alte piese, dacă condiţiile de tratament termic sînt bine puse la punct. De asemenea, trebuie să se aleagă oţelul care are un preţ de cost minim, ţinînd seamă şi de prelucrări, de forţa de muncă şi de alte elemente ale preţului de cost.

2.1.1.2. Alegerea oţelului pentru construcţii de organe de maşini solicitate la oboseală

Micşorarea rezistenţei la rupere a oţelului depinde de :
— mărimea şi natura solicitărilor ;
— numărul ciclurilor de solicitare.

Scanned with OKEN Scanner

La alegerea oţelurilor pentru diferite organe de maşini puternic solicitate la oboseală se recomandă să nu depăşească conţinutul mediu de carbon de 0,4%; obţinerea caracteristicilor de rezistenţă se asigură prin aliere şi tratament termic corespunzător, compoziţie chimică şi structură.

Se recomandă evitarea decarburării, sau eliminarea stratului decarburat, deoarece aceasta diminuează rezistenţa la oboseală.

Semifabricatele trebuie ca în zona puternic solicitată să se obţină cu fibraj longitudinal.

Oţelurile de rezistenţă ridicată trebuie să fie foarte pure; se evită prezenţa incluziunilor în zonele critice. Condiţiile privind puritatea oţelului trebuie precizate de proiectant.

Indiferent de oţelul ales, trebuie luate măsuri care contribuie la o mai bună comportare în serviciu şi anume:

— atenuarea concentratorilor prin modificări de formă;

— eliminarea zonelor în care pot apărea incluziuni, acestea avînd un efect negativ asupra rezistenţei la oboseală;

— mărirea rezistenţei la oboseală în stratul superficial prin următoarele metode:

— rolare;

— prelucrare cu alice;

— tratare termică pentru formarea unui strat călit de cca 10% din diametrul sau grosimea piesei etc.

Acestea creează o puternică tensionare la compresiune în zonele puternic solicitate, favorizînd comportarea la oboseală, în special la un număr de cicluri de peste 10^5.

De asemenea, suprafeţele zonelor supuse la concentrări mari de tensiuni trebuie prelucrate foarte îngrijit.

Coeficienţi de concentrare a eforturilor unitare

Referitor la concentratorii de tensiuni, trebuie făcută o deosebire între coeficientul de concentrare la eforturi statice α_k şi cel la solicitări variabile β_k.

Astfel,

$$\alpha_k = \frac{\sigma_{max}}{\sigma_n}, \quad \text{respectiv} \quad \alpha_k = \frac{\tau_{max}}{\tau_n} \tag{2.1}$$

unde:

σ_{max}, τ_{max} sînt eforturile unitare maxime în dreptul concentratorului;

σ_n, τ_n — eforturi unitare nominale, calculate cu relaţiile din Rezistenţa materialelor.

Pentru materiale cu proprietăţi plastice, ca de exemplu un oţel cu procent redus de carbon, $\alpha_k \cong 1$, iar pentru materiale fragile, ca de exemplu oţeluri de înaltă rezistenţă, $\alpha_k > 1$ şi aceasta în funcţie de forma geometrică a piesei.

Coeficientul de concentrare la solicitări variabile β_k este:

$$\beta_k = \frac{\sigma_R}{\sigma_{RK}}, \quad \text{respectiv} \quad \beta_k = \frac{\tau_R}{\tau_{RK}}, \tag{2.2}$$

Scanned with OKEN Scanner

unde :

σ_R, τ_R sînt rezistenţe la oboseală pentru epruvete lustruite, fără concentrator, pentru un ciclu cu un coeficient de asimetrie R ;

σ_{RK}, τ_{RK} — rezistenţe la oboseală pentru epruvete cu aceleaşi dimensiuni ca cea netedă, avînd un concentrator, pentru acelaşi coeficient de asimetrie R.

Valori pentru β_k sînt date în tabele, respectiv diagrame, pentru un ciclu alternativ simetric, adică

$$\beta_{k\sigma} = \frac{\sigma_{-1}}{\sigma_{-1K}}, \quad \text{respectiv} \quad \beta_{k\tau} = \frac{\tau_{-1}}{\tau_{-1K}}. \tag{2.3}$$

Între α_k şi β_k există relaţia

$$\beta_k = 1 + \eta_k(\alpha_k - 1), \tag{2.4}$$

unde η_k este coeficient ce se determină în figura 2.1.

În diagramele din figurile 2.2 şi 2.3 se indică valori ale coeficienţilor α_k şi β_k pentru bare de secţiune circulară solicitate la încovoiere.

În diagrama din figura 2.4 sînt date valori pentru coeficientul β_k, bara fiind de secţiune circulară, solicitată la torsiune.

În diagramele din figurile 2.5 şi 2.6, pentru bare de secţiune circulară cu crestături avînd raza de racordare ρ, sînt date valori pentru α_k şi β_k, barele fiind solicitate la încovoiere, respectiv la torsiune.

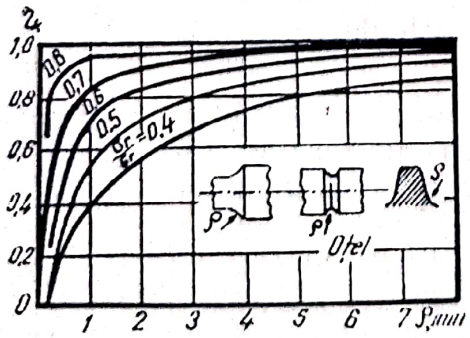


Fig. 2.1. Diagrama coeficientului η_k.

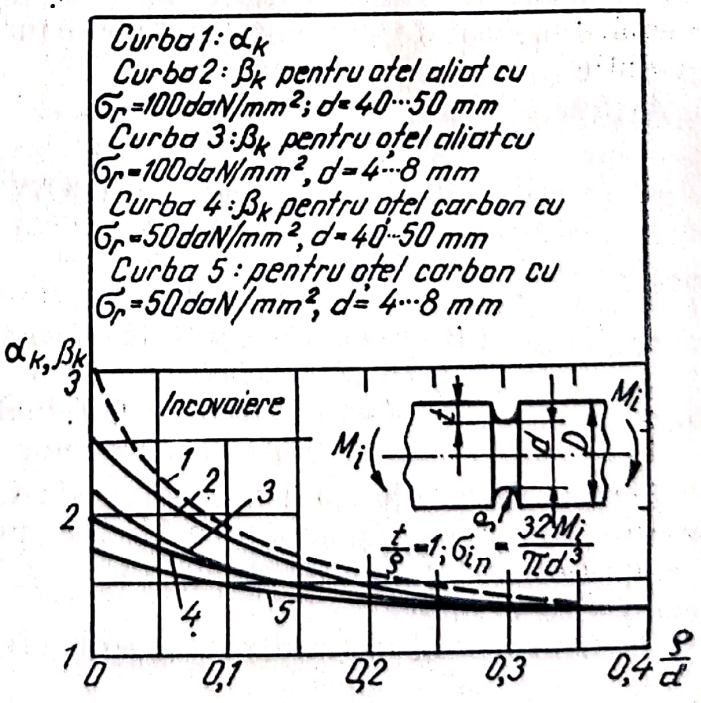


Fig. 2.2. Diagrama concentratorilor α_k şi β_k.

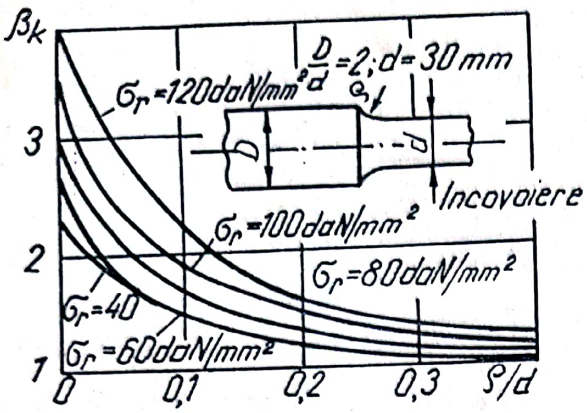


Fig. 2.3. Diagrama concentratorului β_k.

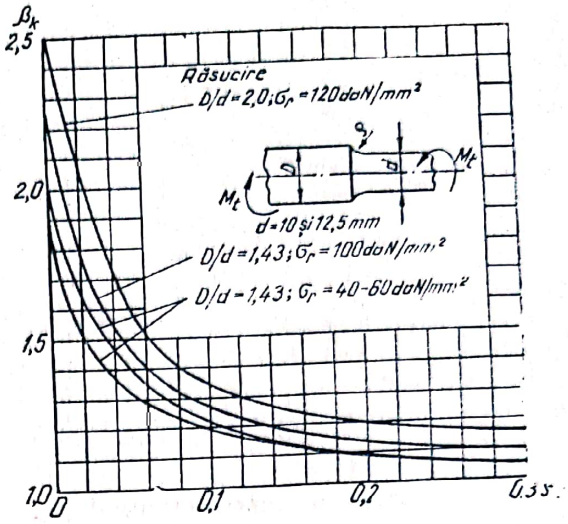


Fig. 2.4. Diagrama concentratorului β_k.

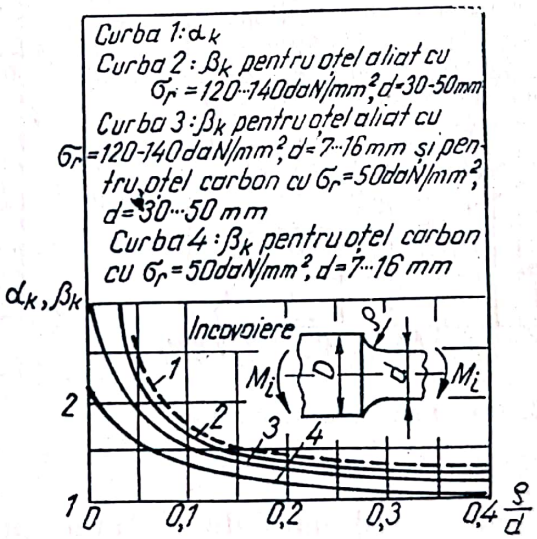


Fig. 2.5. Diagrama concentratorilor α_k și β_k.

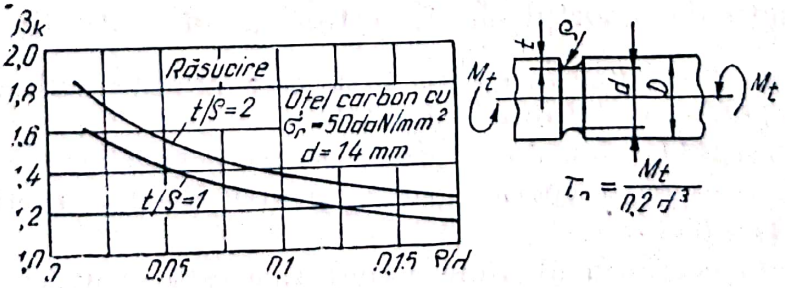


Fig. 2.6. Diagrama concentratorului β_k.

Scanned with OKEN Scanner

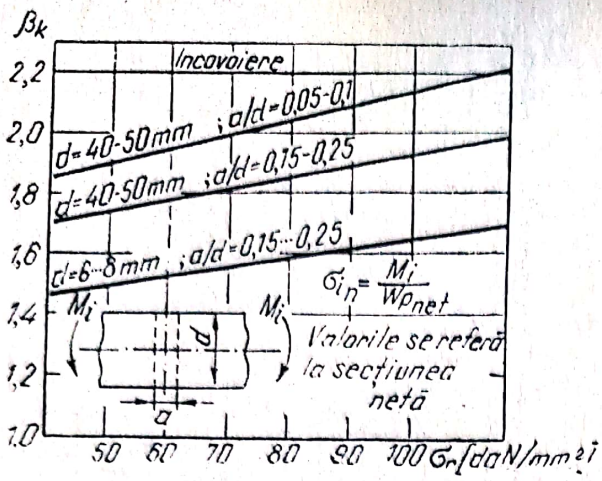


Fig. 2.7. Diagrama concentratorului β_k.

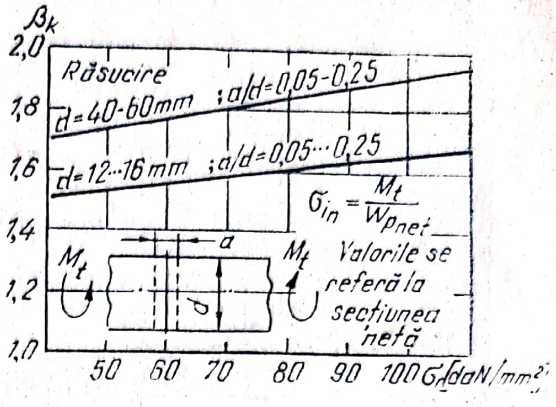


Fig. 2.8. Diagrama concentratorului β_k.

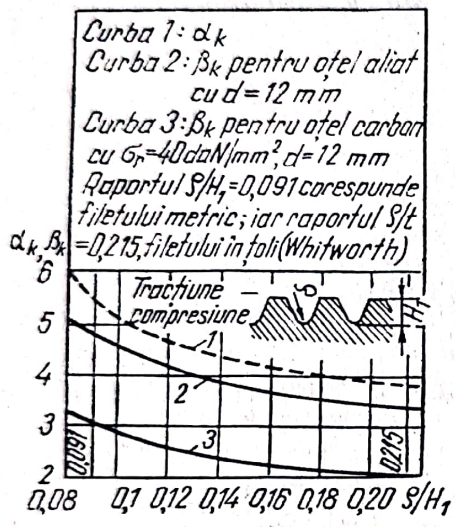


Fig. 2.9. Diagrama concentratorilor α_k și β_k.

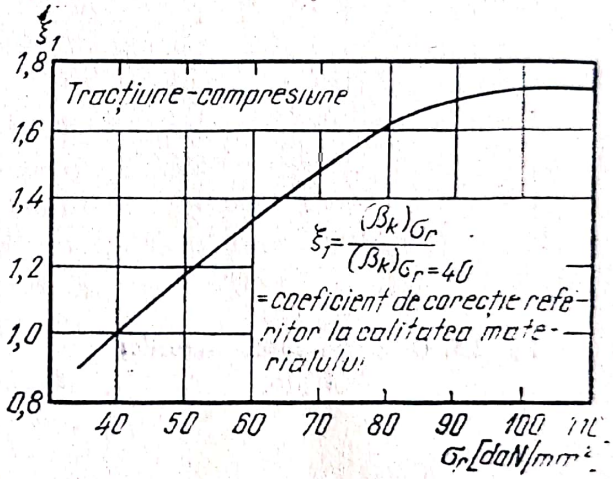


Fig. 2.10. Diagrama coeficientului ξ_1.

În cazul cînd bara de secțiune circulară este străpunsă de o gaură transversală, fiind solicitată la încovoiere, respectiv torsiune, valori pentru coefcienții α_k și β_k sînt date în figurile 2.7 și 2.8.

În figura 2.9 sînt date valori pentru coeficienții α_k și β_k valabile pentru filete, în funcție de raportul $\frac{\rho}{H_1}$ (ρ este raza de rotunjire a filetului, H_1 — înălțimea filetului). În figura 2.10 este arătată influența calității materialului pentru cazul din figura 2.9.

În figura 2.11 sînt date valori pentru coeficientul η_k, utilizabile în cazul cînd se cunoaște coeficientul α_k pentru calculul coeficientului β_k, conform relației (2.4).

Referitor la coeficientul dimensional ε, acesta se utilizează în cazu solicitărilor variabile deoarece trebuie să se țină seama de deosebirea

Scanned with OKEN Scanner

dintre dimensiunile piesei de calculat și cele ale piesei încercate. Valorile coeficientului dimensional se calculează cu relațiile :

$$\varepsilon = \frac{(\sigma_{-1})\, d}{(\sigma_{-1})\, d_0}; \qquad (2.5)$$

$$\varepsilon_k = \frac{(\sigma_{-1K})\, d}{(\sigma_{-1K})\, d_0}, \qquad (2.6)$$

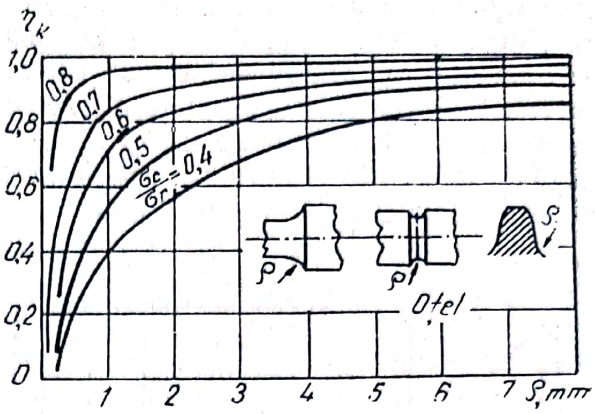


Fig. 2.11. Diagrama coeficientului η_K.

unde

$(\sigma_{-1})\, d_0$ este rezistența la oboseală a unei epruvete netede cu diametrul $d_0 = 6 \ldots 10$ mm ;

$(\sigma_{-1})\, d$ — rezistența la oboseală a unei piese netede cu diametrul oarecare d ;

$(\sigma_{-1K})\, d_0$ — rezistența la oboseală a unei epruvete crestate, cu diametrul $d_0 = 6 \ldots 10$ mm ;

$(\sigma_{-1K})\, d$ — rezistența la oboseală a unei piese crestate, cu diametrul oarecare d.

În figura 2.12 sînt date valori pentru coeficientul dimensional ε și ε_k, pentru bare de secțiune circulară solicitate la încovoiere.

În figura 2.13 sînt date valori ale coeficientului ε, pentru bare solicitate la torsiune.

Microgeometria suprafeței piesei prelucrate prezintă o mare importanță, deoarece urmele rămase din prelucrare, zgîrieturile, ciupiturile etc., reprezintă concentratori de tensiuni.

Coeficientul de calitate a suprafeței „γ" se definește prin raportul

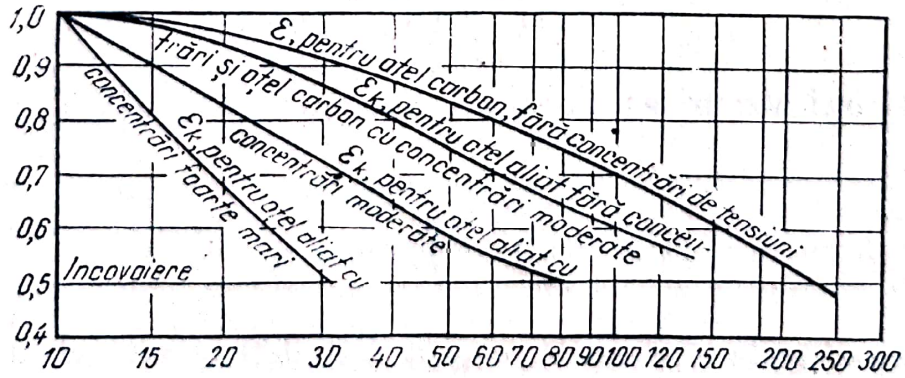


Fig. 2.12. Diagrama coeficienților dimensionali ε și ε_k.

Scanned with OKEN Scanner

dintre rezistenţa la oboseală a epruvetei cu suprafaţa rugoasă şi rezistenţa la oboseală a epruvetei cu suprafaţa lustruită şi pentru oţeluri depinde nu numai de netezimea suprafeţei, ci şi de rezistenţa de rupere a materialului, aşa cum rezultă din figura 2.14.

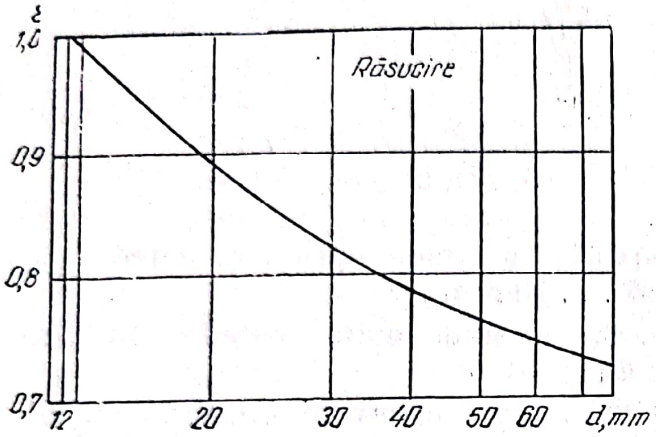


Fig. 2.13. Diagrama coeficientului dimensional ε_σ

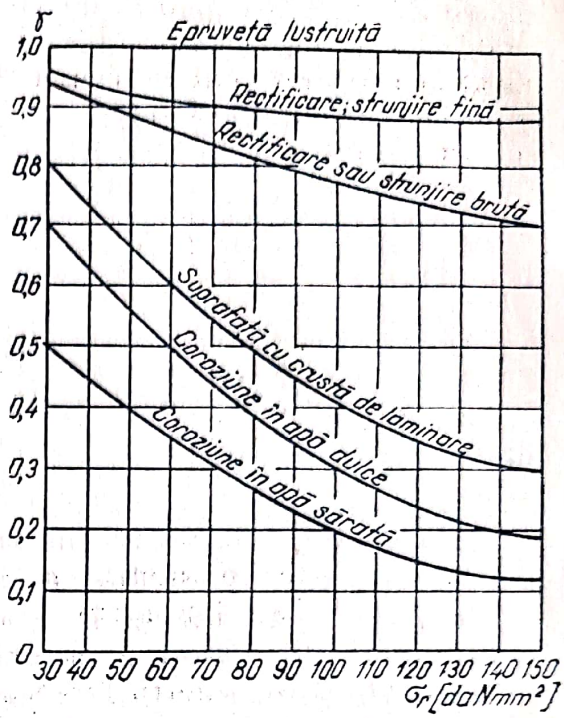


Fig. 2.14. Diagrama coeficientului de calitate γ.

Calculul coeficientului de siguranţă la solicitări variabile

Coeficientul de siguranţă şi rezistenţa la uzură determină durata de funcţionare a piesei, fapt care constituie o problemă economică majoră.

Există mai multe metode de calcul al coeficientului de siguranţă. Pentru exemplificare se dă mai jos metoda Soderberg.

Pentru cicluri asimetrice (materiale fragile),

$$C = \frac{1}{\frac{\beta_k}{\varepsilon\gamma} \cdot \frac{\sigma_v}{\sigma_{-1}} + \frac{\sigma_m}{\sigma_r}}, \qquad (2.7)$$

pentru cicluri simetrice :

$$C = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{\beta_k}{\varepsilon\gamma} \cdot \sigma_v} \qquad (2.8)$$

Dacă rezistenţa la oboseală σ_{-1p} a fost determinată chiar pe piesa reală,

$$\beta_k = \varepsilon = \gamma = 1,$$

Scanned with OKEN Scanner

deci :

— pentru cicluri asimetrice,

$$C = \frac{1}{\frac{\sigma_v}{\sigma_{-1p}} + \frac{\sigma_m}{\sigma_r}}, \tag{2.9}$$

— pentu cicluri simetrice :

$$C = \frac{\sigma_{-1p}}{\sigma_v} \tag{2.10}$$

La materialele tenace se înlocuieşte σ_r prin σ_c, unde σ_c este limita de curgere a materialului.

2.1.1.3. Alegerea oţelurilor ţinînd seama de rezistenţa la rupere fragilă

Pentru buna funcţionare a organelor de maşini, într-o siguranţă deplină, este necesar ca materialul să fie suficient de ductil, ca să facă faţă concentrărilor locale de tensiuni. Criteriul ductilităţii se determină prin încercări de rezilienţă.

La alegerea oţelului ductil, trebuie să se aibă în vedere temperatura minimă de serviciu :

— la solicitări statice se pot admite oţeluri cu temperaturi de tranziţie mai ridicate ;

— la solicitări dinamice este necesar ca la temperatura minimă de serviciu, oţelul să satisfacă următorul criteriu :

a) $KCU_{30/2} \geqslant \frac{5\ daJ}{cm^2}$, dacă rezistenţa de rupere la întindere $\sigma_r \leqslant 60\ daN/cm^2$;

b) $KCU_{30/2} \geqslant \frac{8\ daJ}{cm^2}$, dacă rezistenţa de rupere la întindere $\sigma_r > 60 \frac{daN}{mm^2}$,

unde KCU_2 este rezilienţa determinată pe o bară cu crestătură în formă de U.

Un alt parametru ce poate influenţa mult ductilitatea oţelului ales este conţinutul de carbon. Nu se va recurge la oţeluri cu procente mari de carbon (maximum 0,4 %), deoarece ductilitatea scade cu creşterea conţinutului de carbon. Realizarea caracteristicilor de rezistenţă la nivelul dorit se face prin tratament termic şi prin aliere.

Se precizează că deşi oţelurile carbon pot atinge în urma tratamentului termic ductilităţi corespunzătoare, respectiv temperaturi de tranziţie scăzute, oţelurile aliate oferă în condiţii echivalente de tratament termic o siguranţă superioară în exploatare.

Scanned with OKEN Scanner

De asemenea, conținutul mare de sulf și fosfor contribuie la scăderea caracteristicilor de ductilitate ale oțelului. De aceea, mai ales în cazul organelor de mașini care sînt solicitate la șoc, sau lucrează la temperaturi de exploatare scăzute, se impune ca sulful să fie sub 0,03 %, iar fosforul sub 0,015 %.

2.1.1.4. Aspecte ale concentratorilor de tensiune privind materialul și defectele de suprafață

Oțelurile pentru construcții de mașini sînt sensibile la concentratori de tensiuni, atît prin procentele ridicate de carbon, cît și prin constituenții obținuți cu ocazia tratamentului termic, deformarea plastică fiind destul de redusă.

Sensibilitatea oțelului la concentrări de tensiuni crește cu mărirea rezistenței de rupere σ_r, în special la oțelurile care depășesc rezistența σ_r de 80 . . . 100 daN/mm^2.

În cazul organelor de mașini care lucrează în condiții de solicitări ciclice fenomenul devine foarte periculos, deoarece amorsarea unor microfisuri în zonele puternic solicitate ale piesei o scoate rapid din funcțiune, fisurile de oboseală fiind concentratori foarte puternici care influențează considerabil comportarea materialului.

Remedierea se rezolvă mai rar prin schimbarea oțelului, ci mai ales prin forme constructive și tehnologice care să conducă la îmbunătățirea fluxului liniilor de forță și la reducerea tensiunilor proprii.

2.1.1.5. Alegerea oțelurilor ținînd seama de comportarea la tratament termic

a) Organe de mașini tratate termic prin îmbunătățire

Caracteristicile fizico-mecanice ale unui organ de mașină confecționat dintr-un anumit oțel îmbunătățit depinde în bună măsură de caracterul structurii formate prin tratament termic, fapt care depinde de relația dintre călibilitatea oțelului respectiv și mărimea secțiunii transversale critice a piesei tratate termic. Secțiunea critică sau periculoasă este aceea în care solicitările sînt maxime și deci oțelul trebuie să aibă caracteristicile cele mai ridicate.

Pentru alegerea unor valori corespunzătoare ale caracteristicilor de rezistență ce trebuie asigurate organului de mașină studiat, trebuie determinate următoarele :

1) secțiunea critică respectivă ;
2) modul de repartiție a tensiunilor în secțiunea critică ;
3) valorile maxime ale caracteristicilor de rezistență luate în calculul de dimensionare ;
4) duritatea corespunzătoare acestor caracteristici, cu valoarea maximă stabilită ;
5) duritatea corespunzătoare a piesei după tratamentul termic ;
6) marca de oțel corespunzătoare pentru obținerea durității respective ;
7) marca de oțel recomandată, care în afară de caracteristica de duritate trebuie să aibă o anumită ductilitate, o anumită rezistență la oboseală ;

Scanned with OKEN Scanner

trebuie să se cunoască condiţiile de tratament termic în întreprinderea respectivă, să se ia în considerare experienţa privind fabricaţia de piese din o anumită marcă de oţel, comportarea la prelucrare, preţul de cost etc. În acest scop, pentru amănunte se recomandă lucrarea [64].

Alegerea adîncimii de călire, respectiv a durităţii se face în funcţie de repartiţia tensiunilor în secţiunea piesei [64].

Se menţionează în mod deosebit că diferitele organe de maşini cu secţiunea dreptunghiulară, care conţin găuri, crestături sau variaţii bruşte de secţiune, nu pot fi călite în apă; mediul de călire trebuie să fie uleiul sau chiar băile de săruri, în vederea evitării producerii fisurilor.

b) *Organe de maşini tratate termic pentru durificarea superficială*

În cazul organelor de maşini solicitate la uzură şi la oboseală, duritatea, respectiv tensiunile proprii din zonele în frecare, au o deosebită importanţă.

Pentru alegerea oţelului respectiv, un rol deosebit îl joacă practica, adică rezultatele obţinute pentru astfel de piese în uzina respectivă.

În tabelul 2.2 se prezintă în mod calitativ performanţele diferitelor procedee de durificare.

Tabelul 2.2

Performanţele diferitelor procese de durificare

Performanţele procedeului	Procedeul de durificare superficială				
	Cementare	Carbonitrurare	Nitrurare	Încălzire prin inducţie	Încălzire cu flacără
Adîncimea stratului	medie	mică	mică	mare	mare
Duritatea	mare	mare	mare	mare	mare
Rezistenţa la uzură	foarte mare	foarte mare	foarte mare	foarte mare	foarte mare
Rezistenţa la gripaj	bună	bună	excelentă	satisfăcătoare	satisfăcătoare
Capacitatea de preluare a solicitării de contact	excelentă	satisfăcătoare	satisfăcătoare	bună	bună
Rezistenţa la încovoiere	bună	bună	bună	bună	bună
Controlul adîncimii stratului	—	bun	excelent	satisfăcător	satisfăcător
Rezistenţa la fisurare la răcirea stratului pentru călire	excelentă	excelentă	bună (la tratamentul prealabil)	satisfăcătoare	satisfăcătoare
Investiţii pentru dotare	mari	medii	medii	medii	mici

Alegerea oţelurilor pentru cementare

Compoziţia chimică a oţelului respectiv trebuie să corespundă următoarelor cerinţe:

Scanned with OKEN Scanner

— să asigure o bună rezistenţă în strat şi în miez, acesta din urmă trebuind să aibă o ductilitate corespunzătoare, pentru evitarea ruperii fragile ;

— asigurarea unei anumite adîncimi pentru stratul durificat, realizarea acesteia obţinîndu-se printr-o elaborare controlată ;

— conţinutul de carbon în stratul cementat poate varia de la 0,7 % la 1,2 %. Elementele de aliere care favorizează formarea adîncimii stratului sînt cromul, manganul şi molibdenul. Nichelul şi îndeosebi siliciul favorizează extinderea difuzării carbonului spre adîncime.

Alegerea oţelului pentru nitrurare

Durificarea prin nitrurare se realizează pe organul de maşină prelucrat care se tratează termic pentru realizarea unei rezistenţe mari atît în miez cît şi la suprafaţă, între care trebuie să existe o bună corelare.

Oţelul ales pentru nitrurare trebuie să conţină unele elemente care formează nitruri, care la rîndul lor produc un strat de duritate mare. Aceste elemente sînt aluminiul, cromul şi vanadiul. Un oţel simplu carbon nu este indicat pentru o durificare prin nitrurare, deoarece stratul respectiv se poate desprinde uşor. Oţelurile alese corespunzător, respectiv piesele, vor rezista bine unor solicitări de întindere, încovoiere şi torsiune, precum şi la oboseală.

Procesul tehnologic de nitrurare determină o bună comportare a pieselor la uzură la temperaturi de 500 — 600 °C.

Nitrurarea se face la temperaturi de cca 500°C, nefiind urmată de alte tratamente termice.

Alegerea oţelurilor pentru călire superficială prin inducţie sau flacără

Printr-o călire superficială se măreşte duritatea, fără a se produce o modificare a compoziţiei chimice, crescînd astfel caracteristicile fizico-mecanice, în special rezistenţa la oboseală şi la uzură. Duritatea dorită este funcţie de conţinutul de carbon, figura 2.15, aceasta putînd fi utilizată atît pentru oţelurile nealiate (care nu formează carburi stabile) cît şi pentru cele aliate.

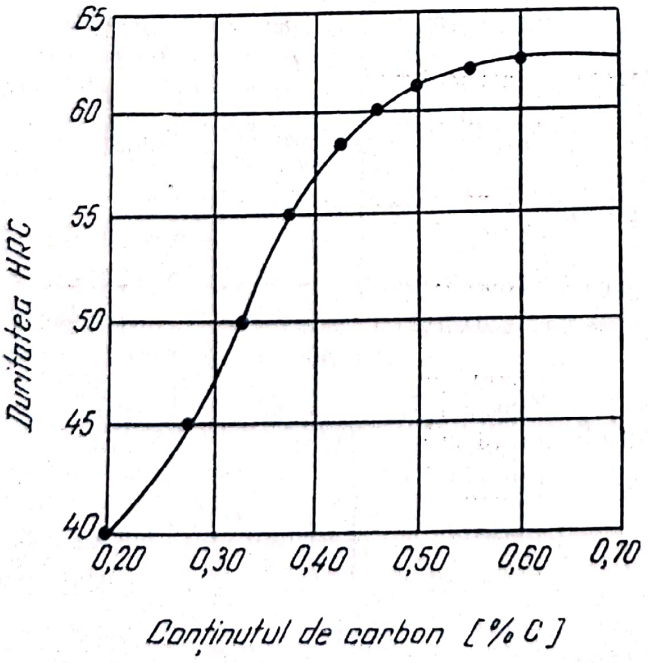


Fig. 2.15. Diagrama durităţii HRC funcţie de procentul de carbon.

Dacă oţelurile simple (nealiate) nu asigură duritatea dorită, se utilizează oţeluri aliate, acestea asigurînd caracteristici fizico-mecanice ridicate, pentru organe de maşini deosebit de solicitate.

În tabelul 2.3 se prezintă clasele de oţeluri grupate, iar în tabelul 2.4 se indică pentru fiecare organ de maşină clasele de oţeluri grupate conform tabelului 2.3. Pentru utilizarea tabelului 2.4, se încadrează organul de maşină în cauză, conform clasificării din tabelul 1.1, ţinînd seamă de condiţiile concrete existente.

Scanned with OKEN Scanner

Tabelul 2.3

Gruparea claselor de oţeluri utilizate în construcţia de maşini [64]

Categoria de oţel	Conţinut mediu de carbon, %		
	sub 0,21	0,22–0,35	peste 0,36
Oţel nealiat pentru construcţii mecanice	OL 34 OL 37	OL 42 OL 50	OL 60 OL 60
A	A 1	A 2	A 3
Oţel nealiat pentru piese tratate termic	OLC 10 OLC 15	OLC 25 OLC 35	OLC 45 OLC 55 OLC 60
B	B 1 *	B 2	B 3
Oţel aliat cu călibilitate mică pentru piese tratate termic	15 Co8 18MC10 21TMC12	35M16 28TMC12	40C10 38CA06 **
C	C 1 *	C 2	C 3
Oţel aliat cu călibilitate medie pentru piese tratate termic	18MoMC13 21MoMC12	33MoC11	40BC10 41MoC11 38MoCA09 ** 50VC11
D	D 1 *	D 2	D 3
Oţel aliat cu călibilitate mare pentru piese tratate termic	13CN30 20MoN35	34MoCN13 30MoCN20	
E	E 1 *	E 2	

* Oţeluri pentru piese cementate
** Oţeluri pentru piese nitrurate

Ţinînd seamă de alegerea oţelurilor şi a tratamentului termic, în calcule se introduc coeficienţi de calitate „γ_i" după cum urmează :

— în cazul tratamentelor superficiale mecanice ca ecruisarea cu jet de alice, sau rolare, coeficientul de calitate $\gamma_1 = 1,1 \ldots 2,6$;

— în cazul tratamentelor termice şi termochimice superficiale cu CIF sau cu flacără, valorile coeficienţilor de calitate sînt : pentru piesele netede $\gamma_2 = 1,3 \ldots 1,5$, iar pentru piesele cu crestături $\gamma_3 = 2,5 \ldots 3,0$. În cazul tratamentului termic de cementare, cianurare, nitrurare etc., coeficientul de calitate este $\gamma_4 = 1,5 \ldots 3,0$;

— în cazul protecţiei suprafeţei piesei prin straturi acoperitoare (cromare, nichelare, arămire etc.), necesare datorită influenţei coroziunii asupra micşorării rezistenţei la oboseală, coeficientul de calitate are valorile $\gamma_5 = 0,7 \ldots 1,0$.

În cazul în care natura piesei şi condiţiile de funcţionare necesită considerarea simultană a mai multor coeficienţi de calitate, se calculează un coeficient global ce rezultă din produsul coeficienţilor de calitate parţiali.

Scanned with OKEN Scanner

Tabelul 2.4

Alegerea oţelurilor în funcţie de modul de repartiţie a tensiunilor, de viteza de variaţie a solicitărilor, de nivelul tensiunilor şi de concepţia constructivă [64]

Modul de repartiţie a tensiunilor în secţiune	Viteza de variaţie a solicitărilor în exploatare	Nivelul tensiunilor maxime	Concepţia constructivă	Oţeluri recomandate			
				Grupa de grosimi, mm			
				sub 16	17–40	41–100	peste 100
Piese la care tensiunile sînt repartizate uniform pe secţiune	Piese la care viteza de variaţie a tensiunilor este mică	Piese dimensionate pe baza criteriilor de rigiditate	Piese cu concentrator slab	A_1 A_2 A_3	A_1 A_2 A_3	A_3 B_2	B_2 B_3
			Piese cu concentrator puternic	A_1 A_2	A_2 B_2	B_2 C_2	B_2 D_2
		Piese dimensionate pe baza criteriilor de rezistenţă	Piese cu concentrator slab	B_3 C_3	B_3 C_3	C_3 D_2	D_3 E_2
			Piese cu concentrator puternic	C_3 D_2	C_3 D_2	D_2 E_2	E_2
	Piese la care viteza de variaţie a tensiunilor este mare	Piese dimensionate pe baza criteriilor de rigiditate	Piese cu concentrator slab	A_2 B_2 B_3	B_2 B_3 C_2	B_2 C_2	C_2
			Piese cu concentrator puternic	B_2 C_2	B_2 C_2 C_3	C_2 C_3 D_2	D_2
		Piese dimensionate pe baza criteriilor de rezistenţă	Piese cu concentrator slab	C_1 C_2 D_2 D_3	C_2 D_2 D_3	D_2 D_3	D_3 E_2
			Piese cu concentrator puternic	D_2 D_3 E_2	D_2 E_2	D_2 E_2	E_2
Piese la care tensiunile au valori maxime în zona de suprafaţă	Piese la care viteza de variaţie a tensiunilor este mică	Piese dimensionate pe baza criteriilor de rigiditate	Piese cu concentrator slab	A_1 A_2 A_3	A_1 A_2 A_3	A_2 A_3 B_2	B_2 B_3
			Piese cu concentrator puternic	A_1 A_2	A_2 A_3 B_2	B_2 C_2	B_2 D_2
		Piese dimensionate pe baza criteriilor de rezistenţă	Piese cu concentrator slab	B_3 C_3 D_3	C_2 C_3 D_3	C_2 C_3 D_2 D_3	D_2 D_3
			Piese cu concentrator puternic	C_2 D_2 E_2	C_2 D_2 E_2	D_2 E_2	E_2

Scanned with OKEN Scanner

	Piese la care viteza de variaţie a tensiunilor este mare	Piese dimensionate pe baza criteriilor de rigiditate	Piese cu concentrator slab	A_2 B_2 C_2	B_2 B_3 C_2	B_2 C_2 D_3	C_2 D_3
			Piese cu concentrator puternic	B_2 C_2 D_1	B_2 C_2 D_1	C_2 C_3 D_2	D_2
		Piese dimensionate pe baza criteriilor de rezistenţă	Piese cu concentrator slab	D_1 D_2 D_3	C_2 D_2 D_3	C_2 D_2 D_3	D_2 D_3
			Piese cu concentrator puternic	D_2 E_2	D_2 E_1 E_2	D_2 E_2	E_2
Piese la care tensiunile maxime sînt specifice zonelor de contact	Piese la care viteza de variaţie a tensiunilor este mică	Piese dimensionate pe baza criteriilor de rigiditate	Piese cu concentrator slab	A_3 B_1 B_3 C_3	A_3 B_1 B_3 C_3	B_1 B_3 C_1 C_3	C_1 C_3 D_1 D_3
			Piese cu concentrator puternic	B_1 B_3 C_1 C_3	B_1 B_3 C_1 C_3	B_1 B_3 C_1 C_3	B_3 C_1 C_3 D_1
		Piese dimensionate pe baza criteriilor de rezistenţă	Piese cu concentrator slab	B_1 B_3 C_1 C_3	B_1 C_1 C_3 D_1	C_1 D_1 D_3	C_1 D_1 D_3
			Piese cu concentrator puternic	C_1 D_1 D_3	D_1 D_3 E_1	D_1 D_3 E_1	D_1 E_1 E_2 D_3
	Piese la care viteza de variaţie a tensiunilor este mare	Piese dimensionate pe baza criteriilor de rigiditate	Piese cu concentrator slab	A_3 B_1 C_1 C_3	B_1 B_3 C_1 C_3	B_1 B_3 C_1 C_3	C_1 C_3 D_1 D_3
			Piese cu concentrator puternic	B_1 C_1 C_3	C_1 C_3 D_1	C_1 D_1 D_2 D_3	D_1 D_2 D_3 E_3
		Piese dimensionate pe baza criteriilor de rezitenţă	Piese cu concentrator slab	B_1 C_1 C_3	C_1 D_1 D_3	D_1 D_3 E_1	D_1 D_3 E_1 E_2
			Piese cu concentrator puternic	C_1 D_1 D_3	D_1 D_3 E_1	D_1 D_3 E_1 E_2	D_1 E_1 E_2

Scanned with OKEN Scanner

Se menţionează că prin coeficient de calitate se înţelege raportul dintre rezistenţa la oboseală a piesei tratate şi respectiv a celei netratate.

2.2. PROBLEME LEGATE DE PROIECTAREA FORMEI

S-a văzut mai sus clasificarea organelor de maşini, ţinînd seama de structura morfologică, clasificare făcută după raportul $\frac{L}{D}$; avînd un caracter general. Este necesară o tratare mai amănunţită a formei piesei, aceasta trebuind să constituie rezultatul cuceririlor ştiinţifice în domeniul respectiv, dîndu-se astfel forma optimă care să îndeplinească cu prisosinţă cerinţele tehnicii actuale.

2.2.1. Munca de proiectare

Proiectarea fiind o activitate tehnică, porneşte de la tema de proiectare dată, ajungînd în final la desenele de execuţie, în care sens se parcurg următoarele faze :

— tema de proiectare în care este neapărat necesar să se fixeze caracteristicile şi performanţele produsului finit ;

— studiul tehnico-economic, care trebuie să dovedească sub toate aspectele eficacitatea şi economicitatea produsului proiectat ;

— transpunerea produsului în schiţe funcţionale cu dimensiunile principale calculate, realizîndu-se în final proiectul tehnic ;

— calculul în continuare al dimensiunilor produsului pe bază cinematică, de rezistenţă etc. ;

— executarea în final a desenelor de execuţie.

STAS-ul 6269-60 şi STAS-ul 614-61 precizează conţinutul documentaţiei necesare, respectiv prezentarea grafică necesară.

Se menţionează faptul că se urmăreşte găsirea unei soluţii optime pe baza analizei soluţiilor existente. De exemplu : în cazul unui lagăr de alunecare se corelează în mod armonios optimizarea dimensiunilor cu capacitatea portantă, cu viteza de rotaţie etc.

Proiectantul, pe lîngă cunoştinţele teoretice, trebuie să aibă o bună pregătire practică, precum şi un simţ constructiv, dublat de o gîndire tehnică înaintată, trebuind să fie în acelaşi timp un creator excelent.

2.2.2. Forma pieselor

În principal, forma pieselor este strîns legată de material şi de procesul tehnologic de realizare a lor. Aceeaşi piesă poate fi confecţionată prin diferite procedee tehnologice ca : turnare, forjare, ştanţare, sudare etc. În toate cazurile trebuie să se aibă în vedere preţul de cost, acesta fiind funcţie, în principal, de seria de fabricaţie.

Scanned with OKEN Scanner

2.2.2.1. Forma pieselor turnate

Prin turnare se pot realiza piese foarte complicate şi de orice greutate. În general, piesele turnate necesită un model şi de aceea devin rentabile doar în cazul pieselor de mare serie, afară de faptul cînd complexitatea lor necesită neapărat procedeul turnării.

La proiectarea unui organ de maşină, proiectantul trebuie să aibă în vedere mai multe elemente : materialul din care se confecţionează, metoda de turnare, răcirea piesei în formă, modelul, caracteristicile fizico-mecanice şi economia de material.

Precizia de realizat şi fluiditatea materialului hotărăsc în cea mai mare măsură grosimea minimă a peretelui piesei. În tabelul 2.5 se dau

Tabelul 2.5

Grosimea minimă a pereţilor pieselor turnate

	Fontă cenuşie	Fontă maleabilă	Otel turnat	Alamă	Aliaje de aluminiu	Aliaje de cupru
Grosimea pereţilor, mm						
Piese mici	3— 5	2,5—4	5	3,5	3,5	3,5
Piese mijlocii	8—20	6—6	10—12			
Piese grele	12—15	—	15—20			
Precizia realizabilă, mm						
	±1	±1	±1	±1	±0,8	±0,8

valori indicative pentru grosimea minimă a pereţilor şi precizia realizabilă la piese turnate în forme de turnare.

La turnarea sub presiune, care se aplică la piesele de mare serie, se pot turna piese de maximum 25 kg din aliaje de cupru, zinc etc., la grosimi de pereţi de 0,5 ... 3 mm. Piesele turnate sub presiune, fiind foarte precise, nu necesită nici un fel de prelucrare.

Proiectantul trebuie să mai ţină seama şi de contracţia liniară care variază după material şi anume : fonta 1 %, fonta maleabilă şi fonta cu grafit nodular cca 1,5 % oţelul turnat cca 2 %, alama cca 1,5 %, aliajele de aluminiu 1 ... 1,7 %, aliajele de zinc cca 1,8 %.

Piesele cu pereţi de grosime diferită, din cauza răcirii neuniforme, prezintă retasuri şi tensiuni interne, acestea putînd fi evitate prin racordări, treceri treptate, precum şi printr-o corectă aşezare a maselotelor şi eventual a unor răcitori montaţi în formele de turnare.

Se menţionează faptul că metalele şi aliajele turnate au o rezistenţă la compresiune mai mare decît cea la tracţiune. De aceea pentru a folosi în mod economic materialul, nervurile, întăriturile şi alte elemente similare trebuie amplasate astfel încît să fie solicitate de forţele exterioare numai la compresiune, figura 2.16.

Scanned with OKEN Scanner

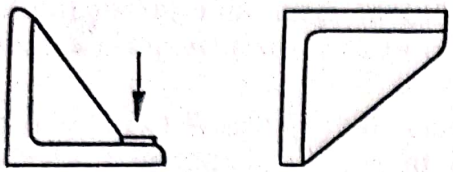


Fig. 2.16. Piesă turnată cu nervuri.

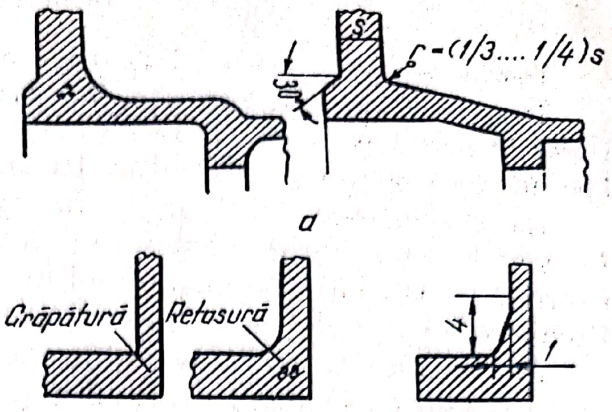


Fig. 2.17. Piese turnate: stînga greşit, dreapta corect.

Retasurile se formează în regiunile cu aglomerări de material, acestea întîlnindu-se adesea la intersecţia dintre doi pereţi, cînd racordarea are o rază mai mare, figura 2.17, *a*.

Piesele cu raze de racordare prea mari scumpesc execuţia modelului, de aceea razele de racordare se aleg astfel : $r = \left(\frac{1}{3} \cdot \cdot \cdot \frac{1}{5}\right) s$, unde s este grosimea pereţilor. Dacă intersecţiile sînt bruşte şi dacă un perete subţire se intersectează cu unul gros, se formează crăpături. De aceea trebuie prevăzute treceri treptate şi lente, cu o înclinare de aproximativ $\frac{1}{4}$, figura 2.17.

La turnare, materialul lichid umple formele de jos în sus şi în cazul unor spaţii orizontale mari, se produce o discontinuitate în curgerea lui, iar pe de altă parte, bulele de aer şi alte impurităţi din fontă se adună în partea superioară a acestor spaţii. De aceea pe suprafeţele respective apar sufluri sub formă de goluri, precum şi zone afînate (necomplete, poroase şi spongioase), materialul neavînd rezistenţa dorită.

Suprafeţele orizontale trebuie evitate şi înlocuite cu suprafeţele înclinate care permit bulelor de aer şi impurităţilor să se ridice în maselote (fig. 2.18). Dacă totuşi este necesară o suprafaţă orizontală, aceasta trebuie aşezată în partea inferioară a formei de turnare. Pentru aceste suprafeţe se prevede în desene o indicaţie tehnologică specială, de exemplu : „turnat compact".

La o roată, figura 2.19, coroana şi butucul se solidifică abia după ce discul s-a răcit, astfel că acesta nu mai poate ceda, deformîndu-se cum

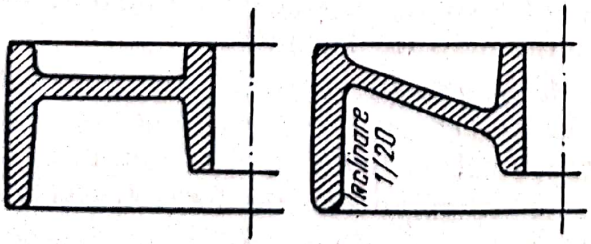


Fig. 2.18. Piesă turnată: stînga greşit dreapta corect.

Scanned with OKEN Scanner

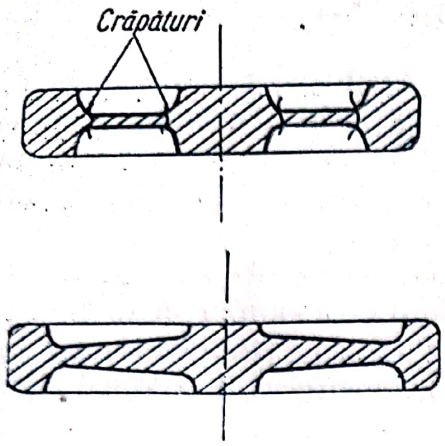


Fig. 2.19. Roată de transmisie turnată: sus greşit, jos corect.

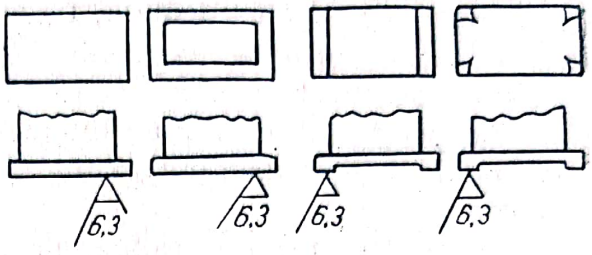


Fig. 2.20. Piese turnate cu suprafeţe de aşezare: stînga greşit (prea mari), dreapta corect.

cere coroana şi butucul. Din această cauză crăpăturile sînt inevitabile. Proiectantul trebuie să prevadă coroana şi butucul cît mai subţiri posibil, discul însă cît mai gros, sau trebuie să prevadă un disc cu grosimea mai mare la butuc şi mai mică la coroană.

Suprafeţele mari trebuie evitate. Dacă în locul acestora se prevede numai o suprafaţă periferică închisă pentru aşezarea piesei, manopera de prelucrare nu se scurtează, deoarece freza sau cuţitul de rabotat trebuie totuşi să acopere întreaga suprafaţă, figura 2.20. La cele două forme tehnologice din dreapta, manopera de prelucrare este mai mică, deoarece la aceste piese scula de aşchiere trebuie să prelucreze numai porţiuni mici din întreaga suprafaţă.

În cazul unor piese ca cea din figura 2.21, suprafeţele alăturate ce se prelucrează, trebuie să fie situate la acelaşi nivel. În acest caz timpul auxiliar scade pentru că scula se reglează o singură dată pentru prelucrarea tuturor suprafeţelor situate la acelaşi nivel. Afară de aceasta şi manopera scade, căci scula poate prelucra o dată toate suprafeţele în direcţia longitudinală.

Suprafeţele înclinate, figura 2.22, care urmează să fie prelucrate, trebuie evitate, deoarece piesa ar trebui prelucrată cu dispozitive speciale de lucru. De aceea se recomandă că suprafeţele care se prelucrează să fie situate în aceleaşi plane, sau perpendiculare între ele.

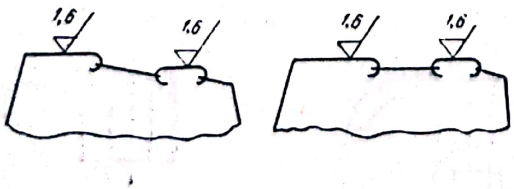


Fig. 2.21. Piesă turnată: stînga greşit (suprafeţe prelucrate situate la nivele diferite), dreapta corect.

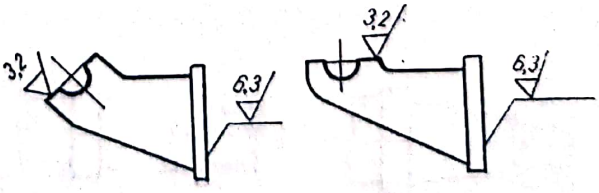


Fig. 2.22. Suport de lagăr turnat: stînga greşit (suprafaţa de prelucrare înclinată), dreapta corect.

Scanned with OKEN Scanner

2.2.2.2. Forma pieselor forjate liber

Forma pieselor mai mari realizate prin forjare liberă trebuie prevăzută cu găuri străpunse. Prin aceasta se elimină din piesă materialul situat în miezul semifabricatului de forjare, care are zone poroase și diferite alte defecte; se obține astfel o piesă forjată al cărei material din interior este compact și fără defecte, figura 2.23, *b*.

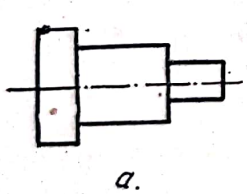
Bosajele rotunde, ca și alte denivelări cu marginile rotunjite, sînt greu de executat prin forjare liberă. În schimb este simplu să se execute o denivelare în lungul unei muchii drepte. Costul forjării este mult mai redus, dacă piesa este prevăzută numai cu bosaje situate de aceeași parte, figura 2.24.

La piesele forjate, reducerile conice între secțiuni trebuie evitate, deoarece se execută mult mai greu decît forjarea în trepte bruște (cu umeri), figura 2.25.

Executarea unei îndoiri cu rază mare de curbură, în vecinătatea unei secțiuni variabile a piesei este greoaie, mai ales dacă secțiunea variabilă este racordată de piesă, proiectantul alegînd o trecere bruscă (fig. 2.26).

2.2.2.3. Forma pieselor forjate în matriță

La piesele forjate în matriță, suprafețele care pătrund în oricare dintre matrițe trebuie să fie înclinate, găurile trebuie executate conice. La aceste piese se alege pentru suprafețele interioare înclinarea 1 : 5 (11°), iar pentru cele exterioare 1 : 10 (6°). Pentru piesele matrițate care se presează și în matriță de finisare, înclinările pot fi micșorate la 1 : 20 pînă la 1 : 40. Piesele matrițate pe mașini de forjat nu au nevoie de înclinări (fig. 2.27).



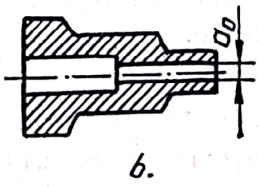


Fig. 2.23. Piesă forjată liber: stînga greșit, dreapta corect (gaură străpunsă).

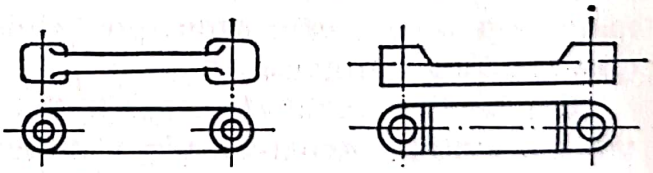


Fig. 2.24. Piesă forjată liber: stînga greșit (nivele de prelucrare diferite pe ambele fețe), dreapta corect.

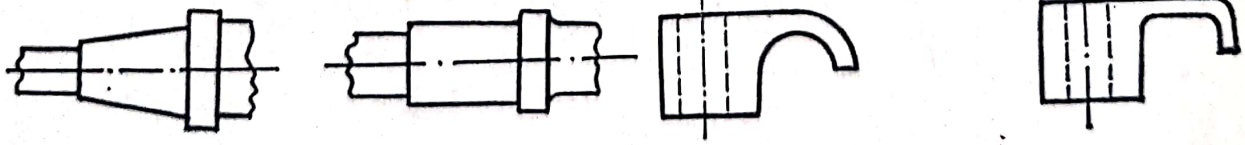


Fig. 2.25. Piesă forjată liber: stînga greșit (suprafețele conice se execută greu), dreapta corect.

Fig. 2.26. Piesă forjată liber: stînga greșit (îndoirea cu rază mare de curbură este greoaie), dreapta corect.

Scanned with OKEN Scanner

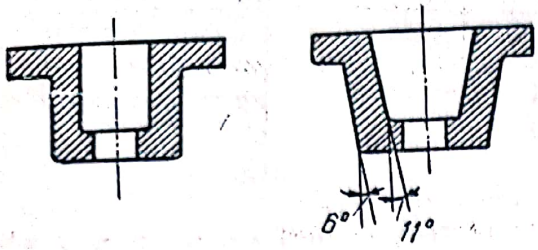


Fig. 2.27. Piesă forjată în matriță : stînga greșit, dreapta corect (suprafețe înclinate).

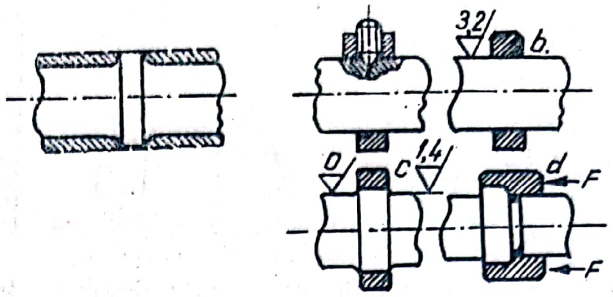


Fig. 2.28. Arbore prevăzut cu guler prelucrat pe mașini unelte : stînga greșit (gulerul face corp comun cu arborele), dreapta corect.

2.2.2.4. Forma pieselor prelucrate pe mașini unelte

Axele prevăzute cu gulere necesită un volum mare de prelucrare prin strunjire sau operații costisitoare prin forjare. În acest sens pot fi prevăzute inele de oprire fixate prin șuruburi, se prevede un inel fretat, sau se poate prevedea un guler mic pentru inelul fretat etc. (fig. 2.28).

Strunjirea precisă a găurilor înfundate lungi este o operație costisitoare ; de aceea ele trebuie prevăzute la fund cu o degajare scurtă, sau, după găurirea lor la diametrul necesar, se poate presa la intrare o bucșă (fig. 2.29).

Executarea și reascuțirea cuțitelor profilate sînt mai ieftine, dacă piesele care se prelucrează cu ele au forme simple, pe cît posibil numai cu suprafețe plane (fig. 2.30).

Strunjirea conică se execută mai ușor dacă cuțitul are „scăpare" ; în cazul formei *b* suprafața conică poate fi atacată de cuțit mai bine decît în cazul *a* (fig. 2.31).

Dacă se folosește numai porțiunea scurtă dintr-o gaură, pentru a presa în ea o bucșă, este inutil să se alezeze gaura pe toată lungimea ei. Prezintă importanță însă ca alezorul să aibă „scăparea" necesară pentru a putea aleza întreaga lungime efectivă de presare a bucșei (fig. 2.32).

Dacă burghiul spiral trebuie așezat înclinat pe suprafața de intrare în piesă, există întotdeauna pericolul ca el să se deplaseze și să se rupă. De aceea, suprafața trebuie întîi lamată, astfel ca burghiul să poată fi așezat perpendicular pe ea, sau burghiul trebuie să lucreze perpendicular pe axa geometrică a piesei cilindrice ce se găurește (fig. 2.33).

La teșirea cu adîncitorul (teșitor) trebuie prevăzută „scăparea" pentru sculă. Teșitorul special, care eventual se execută pentru această operație,

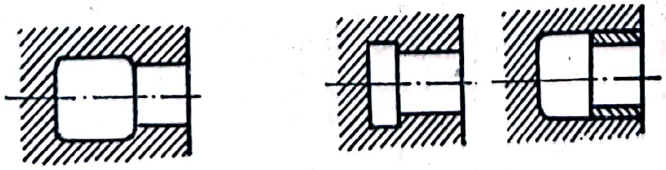


Fig. 2.29. Găuri înfundate strunjite : stînga greșit (gaură mai lungă decît este necesară), dreapta corect.

Fig. 2.30. Piesă prelucrată prin strunjire: stînga greșit (suprafață complexă), dreapta corect.

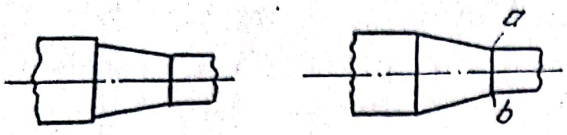


Fig. 2.31. Piesă strunjită conic : stînga greşit, dreapta corect (forma „b" prevăzută cu scăpare).

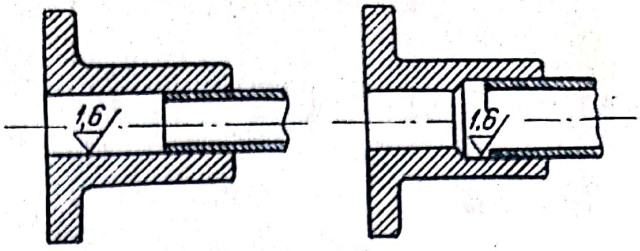


Fig. 2.32. Piesă cu gaură alezată : stînga greşit gaură alezată pe toată lungimea), dreapta corect.

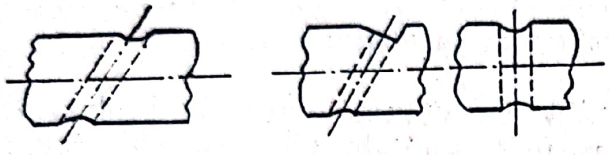


Fig. 2.33. Piesă cilindrică găurită transversal : stînga greşit (gaură înclinată fără lamaj), dreapta corect.

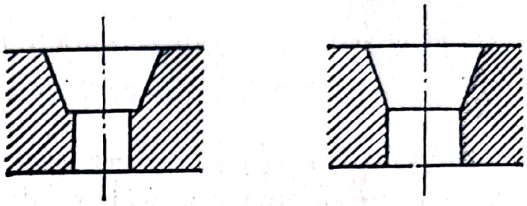


Fig. 2.34. Piesă cu gaură teşită : stînga greşit (teşitorul n-are „scăpare"), dreapta corect.

trebuie rectificat şi prin aceasta diametrele lui se micşorează puţin, de aceea la teşirea găurii nu se mai pot obţine dimensiunile dorite, deoarece gaura avînd un umăr, acesta nu permite să se introducă teşitorul mai adînc (fig. 2.34).

Dacă două găuri se intersectează, la executarea găurii a doua, burghiul se poate deplasa ; de aceea distanţa dintre axele găurilor trebuie aleasă atît de mare încît să se poată executa întîi gaura de diametrul d, să se găurească cealaltă la diametrul $d_1 < d_2$ şi apoi să se lărgească această gaură de diametrul d_2.

Dacă distanţa dintre axele găurilor este prea mică, atunci, la execuţie trebuie introdus un dorn în gaura d, pentru a o umple cu material, şi abia apoi se poate executa şi gaura d_2 (fig. 2.35).

Dacă în două piese asamblate, din materiale de durităţi diferite, trebuie prevăzut un ştift, la execuţia găurii burghiul se deplasează. Această poziţie a ştiftului se poate admite numai în cazul unor materiale de durităţi sensibil egale (fig. 2.36).

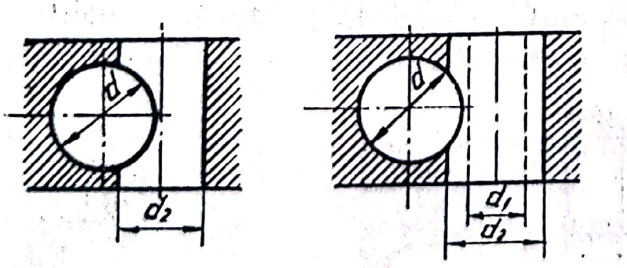


Fig. 2.35. Piesă cu găuri ce se intersectează.

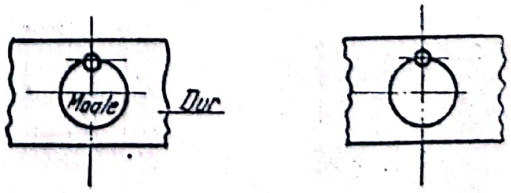


Fig. 2.36. Piese asamblate cu ştift : stînga greşit, dreapta corect (duritatea pieselor apropiate).

Scanned with OKEN Scanner

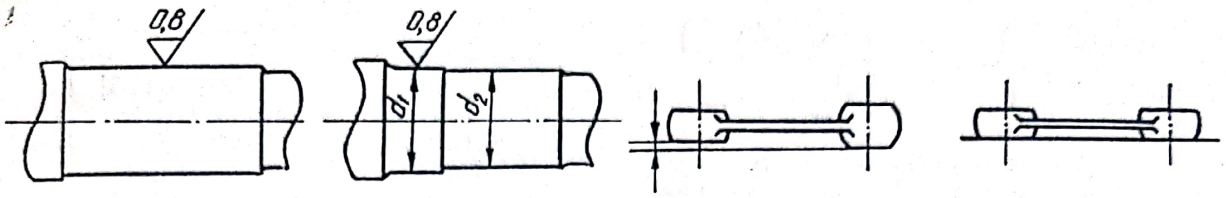


Fig. 2.37. Arbore în trepte : stînga greşit (rectificare pe toată lungimea), dreapta corect.

Fig. 2.38. Piesă frezată : stînga greşit (suprafeţe frezate la nivele diferite), dreapta corect.

Dacă o treaptă de diametru a unui ax trebuie rectificată numai pe o parte din lungimea ei, aceasta trebuie indicat în desenul de execuţie pentru că altfel atelierul rectifică întreaga lungime a treptei (fig. 2.37).

2.2.2.5. Forma pieselor frezate

Suprafeţele care se frezează trebuie să fie situate la acelaşi nivel. Prin aceasta se uşurează atît fixarea cît şi prelucrarea piesei (fig. 2.38).

Frezele unghiulare conice pentru prelucrarea ghidajelor în coadă de rîndunică au unghiul conului normalizat. Pentru aceste ghidaje se folosesc de obicei freze cu unghiul de 55° (fig. 2.39).

În privinţa frezării canalelor de pană, acestea sînt dificil de frezat cînd trebuie să ajungă pînă la umărul axului, de aceea se preferă ca aceste canale să se termine înainte de umăr. În ambele soluţii frezarea nu se poate executa decît cu freza deget. Prelucrarea este mai puţin costisitoare dacă canalele de pană se proiectează cu fundul rotunjit la capătul lui, în acest caz putîndu-se folosi o freză pentru canale de pană (fig. 2.40).

Costul dispozitivelor de prelucrare este mai mic dacă fundul canalului de pană prevăzut într-un ax conic este paralel cu axa geometrică (fig. 2.41).

2.2.2.6. Forma filetelor şi a danturilor

La tăierea filetelor cu cuţitul de filetat sau cu pieptenele de filetat se recomandă strungirea prealabilă a piesei pentru a se obţine „scăparea" necesară pentru sculă (degajarea filetului). Aceasta este valabil şi pentru frezarea filetelor lungi care se prelucrează cu o freză disc profilată (fig. 2.42).

Tarozii sînt prevăzuţi la capăt cu un con de atac, care uşurează pătrunderea lor în materialul piesei. De aceea trebuie să se ţină seama la proiec-

Fig. 2.39. Ghidaj frezat în coadă de rîndunică : stînga greşit (unghi nestandardizat), dreapta corect.

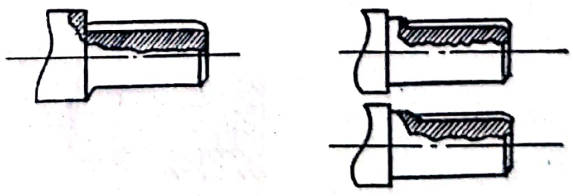


Fig. 2.40. Canale de pană frezate : stînga greşit (canal frezat pînă la număr), dreapta corect.

Scanned with OKEN Scanner

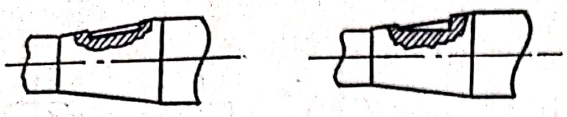


Fig. 2.41. Canale de pană frezate în ax conic : stînga mai puțin bine, dreapta corect (mai economic).

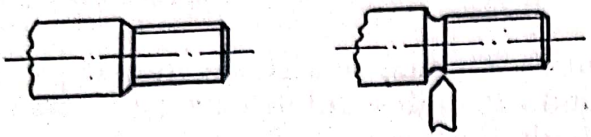


Fig. 2.42. Piesă filetată : stînga greșit (n-are „scăparea" necesară pentru sculă), dreapta corect.

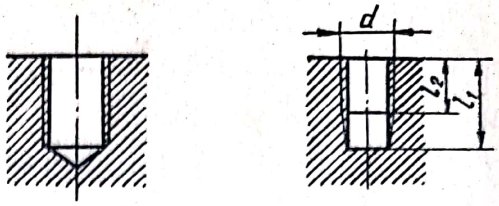


Fig. 2.43. Piese cu găuri înfundate filetate : stînga greșit (filetare pe toată lungimea găurii), dreapta corect.

tarea unei găuri filetate, în sensul că filetul nu trebuie prevăzut pînă la fundul găurii, ci numai pînă la adîncimea la care este efectiv necesară. În general trebuie să se conteze pe o lungime destul de mare $[(l_1 - l_2) > d)]$ a conului de atac al tarodului (fig. 2.43).

2.2.2.7. Aspecte legate de problema ajustajelor

Bolțul cu umăr și cu cep de fixare nu trebuie să se sprijine și pe capătul cepului și pe umărul lui, deoarece în acest caz montajul presupune o execuție foarte precisă a pieselor (fiind supradeterminat poziţional). În acest sens, trebuie prevăzut doar cu o singură posibilitate pentru fixarea poziției axiale a bolțului la montare (fig. 2.44).

Ghidajul în coadă de rîndunică din stînga (fig. 2.45) este de asemenea supradeterminat.

Pentru eliminarea supradeterminării, contactul între cele două piese trebuie prevăzut numai pe o singură suprafață orizontală și în acest caz trebuie prevăzute compensatoare.

2.2.2.8. Ajustajele fixe cu toleranțe mici

Știfturile cilindrice ajustate care se presează în găuri tolerate și știfturile conice pot fi în multe cazuri înlocuite prin știfturi tensionate

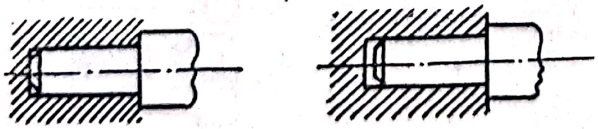
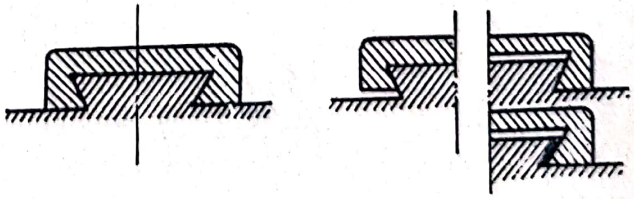


Fig. 2.44. Bolț cu umăr și cu cap de fixare : stînga greșit (supradeterminare), dreapta corect.



2.45. Ghidaj în coadă de rîndunică : stînga greșit (supradeterminare), dreapta corect.

Scanned with OKEN Scanner

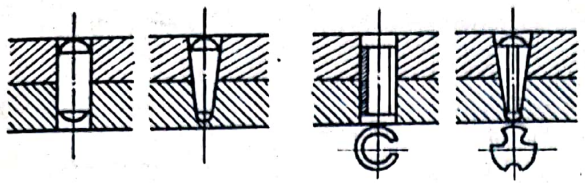


Fig. 2.46. Ştifturi cilindrice şi conice : stînga greşit (se prevăd găuri tolerate), dreapta corect (ştifturi elastice).

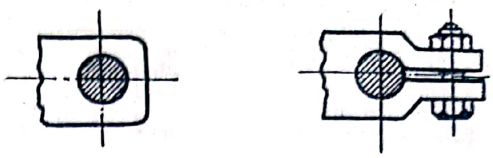


Fig. 2.47. Bolţ fixat în piesă : stînga greşit (necesită ajustaj cu toleranţe), dreapta corect.

(elastice) sau prin ştifturi crestate (fig. 2.46) astfel fiind posibil să se adopte toleranţe mult mai mari, fapt care micşorează preţul de cost.

Dacă un bolţ trebuie fixat în piesa exterioară, este necesar un ajustaj cu toleranţe mici. Uneori este mai avantajos să se cresteze piesa exterioară şi să se strîngă bolţul în ea la fel ca într-o brăţară elastică (fig. 2.47).

La montarea bolţurilor în găuri înfundate se poate forma, destul de uşor, o pernă de aer sub capătul bolţului, mai ales dacă acesta este uns cu vaselină. Pentru a putea introduce bolţul pînă la fundul găurii, aceasta trebuie prevăzută — la fundul ei — cu un canal pentru evacuarea aerului, sau dacă nu este posibil să se prevadă canalul pe suprafaţa exterioară a bolţului (fig. 2.48).

La şuruburi de presiune, filetul nu trebuie să ajungă pînă la capătul şurubului prin care se exercită presiunea, deoarece se poate strivi filetul şi astfel şurubul n-ar putea fi scos din piuliţă. Cepul cilindric, prevăzut la capătul şurubului, trebuie să aibă un diametru d' mai mic decît d_1 al filetului (fig. 2.49).

Şuruburile trebuie să fie uşor accesibile şi deci trebuie plasate astfel încît capătul sau piuliţa lor să poată fi manevrate cu chei normalizate, în cadrul gabaritului de manevră prevăzut pentru ele (fig. 2.50).

Dacă un bolţ sau un ax cu trepte de diametre diferite, trebuie introdus într-o piesă, centrarea lui trebuie să se facă numai pe un singur diametru (fig. 2.51).

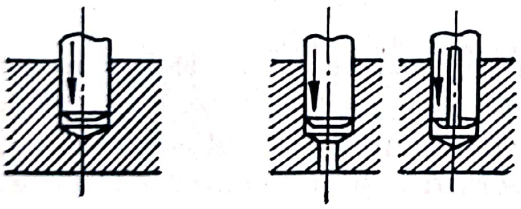


Fig. 2.48. Bolţuri montate în găuri înfundate : stînga greşit (se formează pernă de aer), dreapta corect.

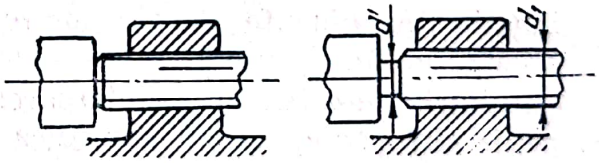


Fig. 2.49. Şurub de presiune : stînga greşit (şurub filetat pe toată lungimea), dreapta corect.

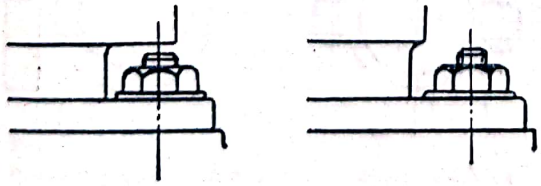


Fig. 2.50. Şurub montat : stînga greşit (nu este accesibil), dreapta corect.

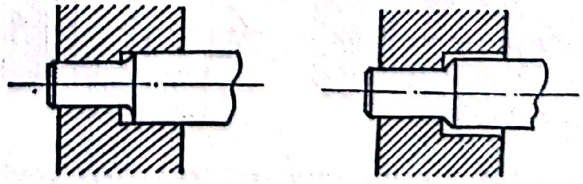


Fig. 2.51. Bolţ montat : stînga greşit (supradeterminat), dreapta corect.

Scanned with OKEN Scanner

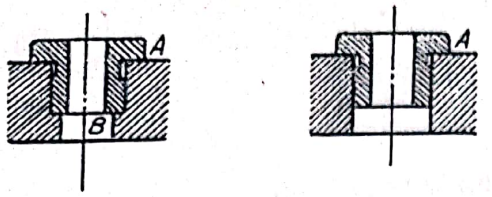


Fig. 2.52. Bucşă pentru ghidarea burghiului : stînga greşit (supradeterminare), dreapta corect.

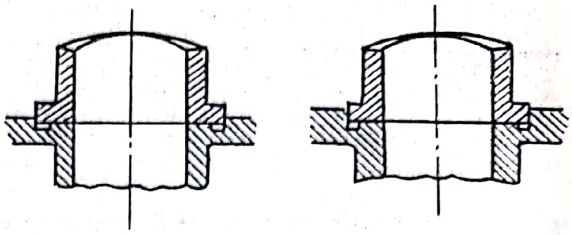


Fig. 2.53. Piesă cilindrică centrată : stînga greşit (suprafaţa de centrare prea scurtă), dreapta corect.

O bucşă pentru ghidarea unui burghiu nu se poate sprijini şi pe suprafaţa A şi pe umărul B al alezajului în care este presată (fig. 2.52). Pe de altă parte prelucrarea acestui alezaj cu trepte de diametre diferite, este mai costisitoare decît prelucrarea lui cu diametru constant. De aceea bucşa trebuie să se sprijine prin gulerul ei şi numai pe suprafaţa A.

Locaşurile pentru centrare, care trebuie proiectate numai cu formă cilindrică pentru o prelucrare mai uşoară şi mai precisă, trebuie să fie destul de înalte, fiind dificil să se prelucreze exact o astfel de suprafaţă de centrare dacă este prea scurtă. Pe de altă parte, dacă locaşul de centrare are o înălţime prea mică, el nu poate îndeplini, în condiţii optime, scopul pentru care a fost prevăzut, adică nu poate asigura o centrare corectă (fig. 2.53).

Filetele oricît de precis ar fi executate, nu pot asigura centrarea pieselor. Dacă piesa cu filet trebuie centrată precis, ea trebuie prevăzută cu un cep cilindric pentru centrare (fig. 2.54).

2.2.2.9. Poiectarea formei ţinînd seamă de exploatare

Părţile proeminente ale pieselor rotative prezintă un pericol deosebit de accidente, fiind absolut necesar ca acestea să fie evitate (fig. 2.55).

Şuruburile montate cu capul aparent compromit aspectul construcţiei, iar pe de altă parte, ele pot împiedica deservirea şi îngreuiază curăţirea.

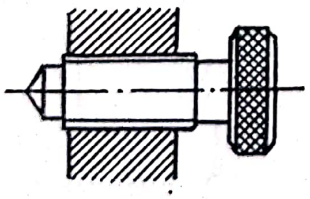


Fig. 2.54. Şurub pentru centrare : stînga greşit (filetele nu pot asigura centrarea pieselor), dreapta corect.

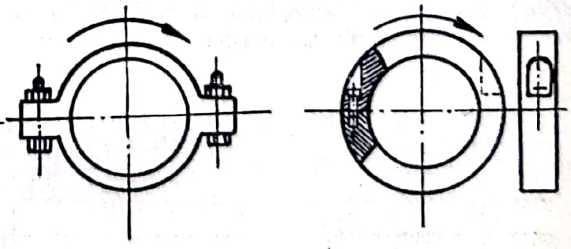


Fig. 2.55. Piesă rotativă îmbinată cu şuruburi : stînga greşit (pericol de accidente), dreapta corect.

Scanned with OKEN Scanner

Dacă se folosesc şuruburi montate cu capul înecat, în special cele cu cap hexagonal, se asigură construcţiei un aspect mai plăcut, iar soluţia obţinută este mai indicată pentru exploatare (fig. 2.56).

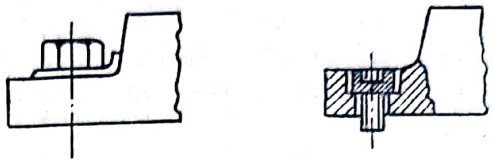


Fig. 2.56. Şurub montat: stînga greşit, dreapta corect (aspect plăcut).

2.3. APLICAREA TOLERANŢELOR ÎN CONSTRUCŢIA DE MAŞINI

2.3.1. Erori de fabricaţie

Diferitele procedee tehnologice nu permit realizarea unor dimensiuni prescrise la piesele fabricate şi nici metodele de măsurare nu permit măsurarea exactă, din cauza unor erori de măsurare sau de citire, din cauza calităţii de multe ori necorespunzătoare a suprafeţelor prelucrate, precum şi din cauza preciziei relative a instrumentului de măsurat etc.

Cauzele arătate mai sus fac să nu se poată executa piesele cu o precizie absolută ci numai cu anumite abateri care sînt: abateri dimensionale, abateri macrogeometrice ale suprafeţelor şi abateri microgeometrice ale acestor suprafeţe, toate acestea constituind erori inevitabile, dînd astfel pieselor o precizie relativă a execuţiei lor. Rezultă deci nişte erori admisibile care sînt în fond toleranţele de fabricaţie şi toleranţele de măsurare, a căror mărime este funcţie de scopul piesei, de posibilităţile de prelucrare şi de mijloacele de măsurare.

Pentru o bună funcţionare a unei construcţii mecanice, este necesar ca proiectantul să stabilească toleranţele corespunzătoare în funcţie de toţi factorii ce concură la buna funcţionare şi în final organele constitutive ale construcţiei mecanice respective să poată fi piese interschimbabile.

Toleranţele sînt stabilite prin norme internaţionale.

Pentru a avea o idee generală asupra toleranţelor şi a aplicării lor se precizează în cele ce urmează unele noţiuni de bază.

2.3.1.1. Dimensiuni

Dimensiunea nominală N este valoarea luată ca bază pentru a caracteriza o anumită dimensiune (fig. 2.57).

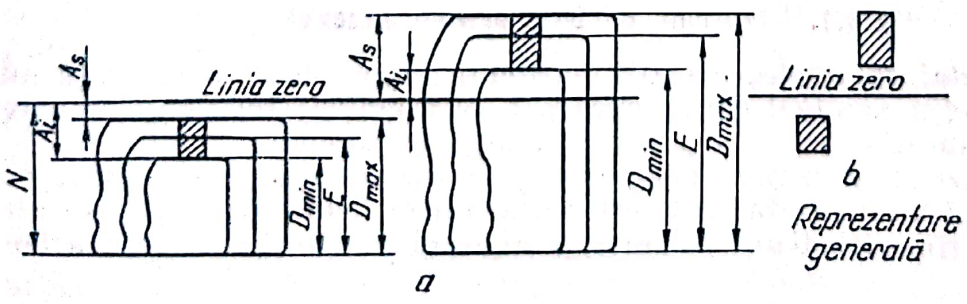


Fig. 2.57. Dimensiuni, abateri şi toleranţe.

O cotă de pe desen este o dimensiune nominală care se alege, de exemplu, dintre diametrele STAS.

Dimensiunea efectivă E reprezintă valoarea dimensiunii măsurată pe piesa executată.

Trebuie avut în vedere că există două dimensiuni limită între care trebuie să se afle dimensiunea efectivă E. De exemplu, referindu-se la diametre avem: dimensiunea maximă D_{max} și dimensiunea minimă D_{min}.

2.3.1.2. Abateri

Noțiunea de *abatere efectivă* A, referindu-ne la figura 2.57, este diferența dintre dimensiunea efectivă E și dimensiunea nominală N.

O altă noțiune o constituie *abaterile limită prescrise* care sînt cele două abateri între care poate varia abaterea efectivă A și care se notează cu A_s (abatere superioară) și cu A_i (abatere inferioară).

Relațiile pentru abaterea superioară A_s și abaterea inferioară A_i sînt: $A_s = E_{max} - N$ și $A_i = E_{min} - N$, unde E_{max} și E_{min} sînt dimensiunea maximă, respectiv dimensiunea minimă a pieselor respective.

2.3.1.3. Toleranțe

Toleranța T este diferența dintre dimensiunea maximă și dimensiunea minimă, adică $T = E_{max} - E_{min}$, aceasta fiind totdeauna pozitivă.

Referindu-ne la figura 2.57, se remarcă *linia zero* care este linia de referință față de care se măsoară abaterile, poziția ei fiind determinată de dimensiunea nominală N, care se caracterizează prin abaterea efectivă $A = 0$.

O altă noțiune este *cîmpul de toleranță* care este zona cuprinsă între linia corespunzătoare dimensiunii maxime și a celei minime.

Economicitatea unei piese este influențată considerabil prin mărimea cîmpului de toleranță dat fiind faptul că poziția cîmpului de toleranță nu influențează apreciabil timpul necesar execuției piesei respective.

Se menționează că terminologia de mai sus este aceeași și pentru alezaje.

Se precizează că este indicat a alege toleranțe cît mai mari dacă condițiile funcționale permit aceasta, piesa respectivă avînd un preț de cost mai mic.

Se mai precizează că toleranțele prescrise de STAS-uri, de exemplu pentru rulmenți, pene etc., trebuie respectate cu strictețe.

2.3.1.4. Noțiuni de bază privind ajustajele

Prin *ajustaj* se înțelege relația existentă între două piese care au același diametru nominal care urmează a se asambla, relație privitoare la diferența de dimensiuni a pieselor înainte de îmbinare.

Este caracteristic pentru un ajustaj eventualele jocuri sau strîngeri.

Jocul J al unui ajustaj este diferența dintre diametrele efective ale alezajului și arborelui, diametrul alezajului fiind mai mare ca cel al arborelui.

Scanned with OKEN Scanner

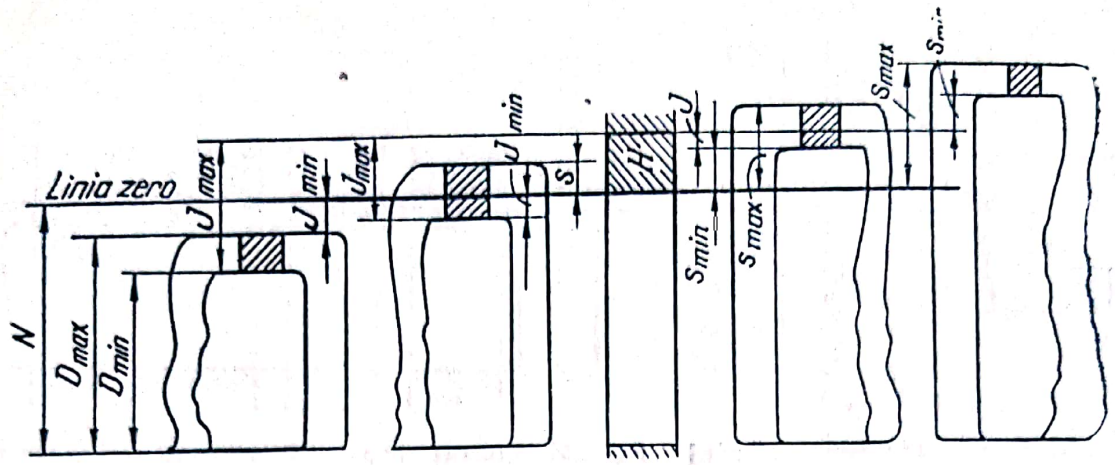


Fig. 2.58. Situarea cîmpului de toleranțe.

Jocul maxim este $J_{max} = D_{max} - d_{min}$, unde D_{max} este diametrul maxim al alezajului, iar d_{min} diametrul minim al arborelui.

Jocul minim este $J_{min} = D_{min} - d_{max}$ (fig. 2.58).

Strîngerea S este diferența dintre diametrul efectiv al arborelui și cel al alezajului, diametrul arborelui fiind mai mare decît cel al alezajului.

Strîngerea maximă este $S_{max} = d_{max} - D_{min}$.

Strîngerea minimă este $S_{min} = d_{min} - D_{max}$.

Ajustajele pot fi : cu joc, intermediare (de trecere, cu joc sau cu strîngere) și cu strîngere.

Toleranța unui ajustaj este suma toleranțelor alezajului și arborelui.

În figura 2.59 se reprezintă grafic cîmpul de toleranță al unui ajustaj. La ajustajele cu joc, cîmpul de toleranță $C = J_{max} - J_{min}$. La ajustajele cu strîngere $C = S_{min} - S_{max}$, iar la ajustajele intermediare $C = J_{max} - S_{max}$. Se menționează că jocul și strîngerea sînt valori absolute și nu primesc nici un semn.

Realizarea celor trei tipuri de ajustaje pentru suprafețele cilindrice se poate face după cum urmează :

— sistemul de ajustaj alezaj unitar;

— sistemul de ajustaj arbore unitar.

Se precizează că la toate construcțiile noi, începînd cu anul 1969, în țara noastră se aplică sistemul ISO de toleranțe și ajustaje.

a. Sistem arbore unitar. În această situație, diametrul maxim al arborelui coincide cu dimensiunea nominală N, cu alte cuvinte : abaterea superioară este zero. Toleranța T a arborelui poate varia numai în jos, deci pentru aceeași dimensiune nominală a arborelui, diferitele ajustaje se obțin prin mărimea și poziția diferită a cîmpului de toleranțe ale alezajului față de linia zero (fig. 2.60).

b. Sistem alezaj unitar. În acest sistem situația este inversă. Diferitele ajustaje se realizează prin variația mărimii și poziției cîmpului de toleranțe al arborelui față de linia zero (fig. 2.61).

Se preferă sistemul alezaj unitar conform STAS 8104-68 (dimensiuni pînă la 500 mm).

Dacă sistemul alezaj unitar este apreciat ca nerațional, se aplică sistemul arbore unitar conform STAS 8105-68 (dimensiuni pînă la 500 mm).

Scanned with OKEN Scanner

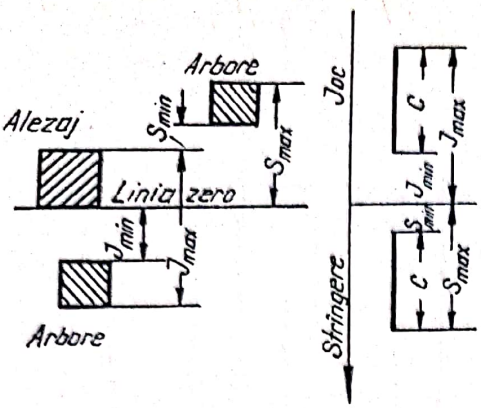


Fig. 2.59. Cîmpul de toleranțe al unui ajustaj.

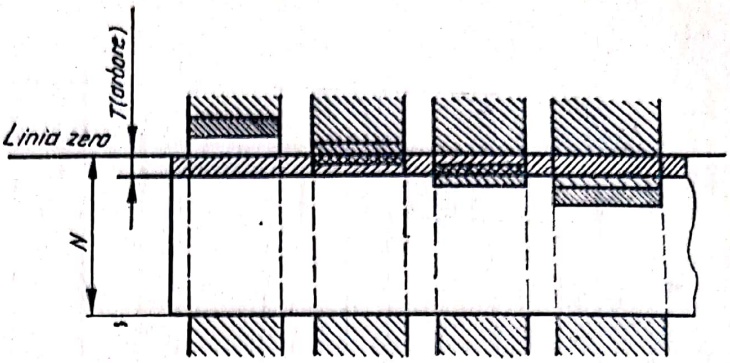


Fig. 2.60. Situarea cîmpului de toleranțe arbore unitar.

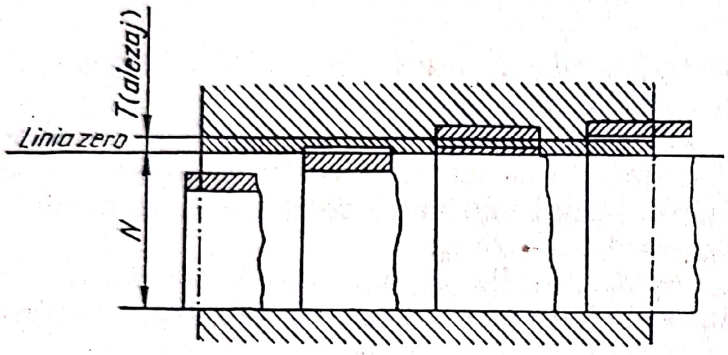


Fig. 2.61. Situarea cîmpului de toleranțe alezaj unitar.

2.3.1.5. Unele probleme de legătură între sistemele de toleranță

În general, în diversele sisteme de toleranță, afară de ISO, clasa de precizie se referă la o îmbinare, adică la un arbore și la un alezaj.

În sistemul ISO, în locul clasei de precizie apare noțiunea de calitate care se referă doar la piesa propriu-zisă, independent de ajustaj, indicîndu-se precizia cu care piesa trebuie prelucrată, adică atîtea calități cîte toleranțe de prelucrare sînt pentru același diametru nominal.

Deci, în sistemul ISO calitatea este definită de mărimea cîmpului de toleranță al fiecărei piese în parte (alezaj sau arbore) acestea putînd fi împerecheate după trebuință, existînd totuși niște recomandări privind împerecherea, cu ajutorul diferitelor calități formîndu-se familii de ajustaje recomandate.

În sistemul ISO toleranțele corespunzătoare fiecărei calități se denumesc toleranțe fundamentale, iar pentru executarea pieselor există un număr de 18 calități (în locul claselor de precizie), cele mai utilizate fiind calitățile 5 ... 16, cele mai mici de 0,1 ; 0 ; 1 ; 2 ; 3 și 4 fiind mai fine decît clasa de precizie 1 după sistemul ce tratează clasele de precizie.

În sistemul ISO sînt prevăzute un șir de cîmpuri de toleranțe pentru alezaje și unul pentru arbori.

Poziția relativă a cîmpurilor de toleranțe față de linia zero se notează cu litere mari pentru alezaje și cu litere mici pentru arbori.

Figura 2.62 reprezintă simplificat cîteva poziții ale cîmpurilor de toleranțe pentru arbori (litere mici) și alezaje (litere mari).

Scanned with OKEN Scanner

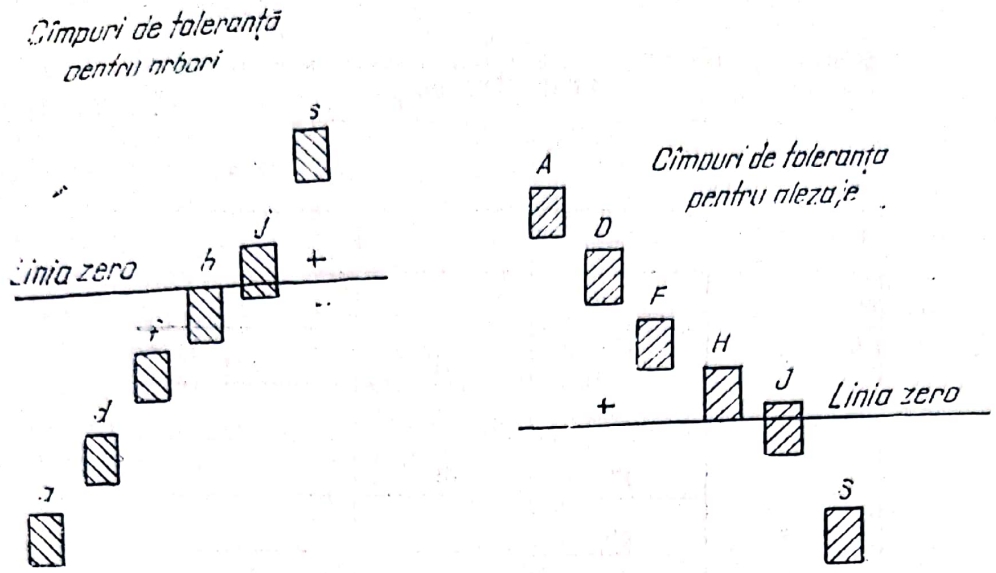


Fig. 2.62. Cîmpuri de toleranțe

Un anume cîmp de toleranțe este reprezentat prin simboluri formate din litere corespunzătoare și un număr reprezentînd calitatea, așezat imediat după literă, de exemplu $g7$ reprezintă un cîmp cu poziție g din calitatea 7.

Un ajustaj se notează sub formă de fracție, la numărător fiind simbolul cîmpului de toleranțe al alezajului, iar la numitor cel al cîmpului de toleranțe al arborelui; de exemplu $\frac{H7}{m6}$.

În sistemul alezaj unitar se împerechează alezajul H cu arborii $a \ldots z$, iar în sistemul arbore unitar se împerechează arborele h cu alezajele $A \ldots Z$.

În tabelele 2.6 și 2.7 sînt date ajustajele preferențiale în sistemul arbore unitar și alezaj unitar pentru dimensiuni pînă la 500 mm.

Tabelul 2.6

Ajustaje preferențiale în sistemul arbore unitar (conform STAS 8105-68)

	h6	*h7*	*h8*	*h9*	*h11*
A					*A11*
B					*B11*
D				*D8*	*D11*
E			*E7*		
F		*F7*	*F8*		
G	*G7*				
H	*H7*	*H8*	*H8*	*H9*	*H11*

Observație. Toate alezajele : *J7*, *K7* *M7*, *N7*, *P7*, *R7*, *S7*, *U7*, *X7*, *Z7*, cu arborele *h6*.

Scanned with OKEN Scanner

Tabelul 2.7

Ajustaje preferențiale în sistemul alezaj unitar (conform STAS 8104-68)

	H7	*H8*	*H11*
a			*a11*
b			*b11*
d		*d9*	*d11*
e	*e8*		
f	*f7*	*f8*	
g	*g6*		
h	*h6*	*h8*	*h11*

Observație. Toți arborii: *j6*, *k6*, *m6*, *n6*, *p6*, *r6* *s6*, *u6*, *x6*, *z6*, cu alezajul *H7*.

Se precizează în mod deosebit că toate alezajele: *J7*, *K7*, *N7*, *P7*, *S7*, *U7*, *X7*, *Z7* se pot împerechea cu arborele *h6*.

De asemenea toți arborii: *j6*, *k6*, *m7*, *n6*, *p6*, *r6*, *s6*, *u6*, *x6*, *z6* se pot împerechea cu alezajul *H7*.

2.3.1.6. Alegerea ajustajelor

După cum s-a văzut, există cele două sisteme: alezaj unitar și arbore unitar, fiecare din ele prezentînd avantaje și dezavantaje.

Din dorința folosirii mai economice a sculelor așchietoare și a instrumentelor de măsurat, este bine să se utilizeze în aceeași uzină un singur sistem de ajustaj: alezaj unitar sau arbore unitar.

În cazul folosirii sistemului de alezaj unitar rezultă o uniformitate mai mare a alezajelor, iar în cazul în care se folosește arbore unitar, rezultă o mai mare uniformitate a arborilor. Pentru alezaje este necesară, pentru fiecare dimensiune, o sculă specială, în timp ce pentru arbori nu este nevoie de scule speciale de diferite dimensiuni. În consecință, în sistemul alejaz unitar necesarul de scule așchietoare este mult mai simplu în comparație cu sistemul arbore unitar. În afară de aceasta, calibrele pentru arbori sînt mult mai simple și mai ieftine decît cele pentru alezaje.

În concluzie, în construcția de mașini se recomandă ca sistem de bază sistemul cu alejaz unitar, utilizîndu-se sistemul arbore unitar doar în cazul cînd prezintă avantaje (în cazul bolțurilor, axelor pentru ventile etc.), cînd acestea se obțin din material calibrat, tras fără prelucrare.

Există cazuri cînd se folosesc simultan ambele sisteme de ajustaj, ca de exemplu la ajustajele de montaj ale rulmenților cu arborii și cu alezajele carcaselor mașinilor unde se montează.

Scanned with OKEN Scanner

Alegerea ajustajului şi respectiv a calităţii lui este hotărîtă de funcţionare, luîndu-se în considerare doi parametri foarte importanţi, care pot aduce ajustajului respectiv în timpul exploatării modificări sensibile: uzura şi temperatura. Deci proiectantul trebuie să aprecieze uzura probabilă care se leagă de forma şi dimensiunile piesei, de duritatea superficială, de calitatea suprafeţei, de ungere, de condiţiile mediului ambiant etc. De asemenea trebuie apreciată temperatura care produce dilatarea pieselor putîndu-se micşora jocul în timpul funcţionării pînă la anularea lui şi blocarea mecanismului respectiv.

O problemă dificilă la proiectare este alegerea judicioasă a clasei de precizie, deoarece aceasta poate duce la mărirea nejustificată a preţului de cost, sau chiar la o proastă funcţionare.

În figura 2.63 se prezintă relaţia între preţul de cost al unei piese şi mărimea toleranţei de execuţie.

2.4. APLICAREA STANDARDELOR

Avînd caracter de lege, aplicabilitatea STAS-urilor este obligatorie. Domeniile de utilizare sînt următoarele:

a) La proiectare: desene, materiale, piese standardizate, metode generale de calcul etc.; prin aceasta se realizează economii la timpul de calcul şi reprezentare grafică, fiind lămurite complet prescripţiile dimensionale şi de calitate.

b) La comandarea şi recepţia materialelor şi a pieselor, facilitîndu-se următoarele: simbolizări, prescripţii de calitate şi de recepţie, procurarea.

c) La fabricile siderurgice, avînd ca efect economisirea timpului de producţie, prin folosirea mai bună a capacităţii de producţie, economisirea timpului pentru studiul îmbunătăţirii calităţii etc.

d) La magaziile şi depozitele intreprinderii, obţinîndu-se o reducere a numărului de sorturi de materiale, forme scriptice mai simple şi mai puţine, uşurînd aprovizionarea.

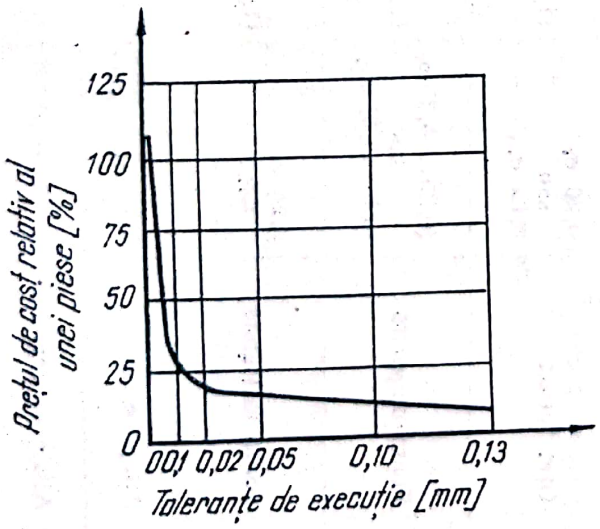


Fig. 2.63. Diagrama preţului de cost funcţie de mărimea toleranţei.

e) La intreprinderea consumatoare, asigurînd calitatea, scurtînd termenele de procurare, uşurînd recepţia etc.

Se precizează că STAS-urile se elaborează pe baza unor studii ample, prin cunoaşterea posibilităţilor existente etc., prin ele impulsionîndu-se progresul economic.

Pentru facilitarea muncii de proiectare sau de anteproiectare, se dau mai jos următoarele tabele privind diferitele materiale utilizate în construcţia de maşini:

Scanned with OKEN Scanner

Tabelul 2.8

Relaţii indicative pentru deducerea rezistenţelor la oboseală ale epruvetelor rotunde, lustruite (valori medii): σ_{0t}, σ_0, τ_0 — pentru ciclul pulsator; σ_{-1t}, σ_{-1}, τ_{-1} — pentru ciclul alternant simetric [78]

Materialul	Tracţiune		Încovoiere		Răsucire	
	σ_{-1t}	σ_{0t}	σ_{-1}	σ_0	τ_{-1}	τ_0
Oţel carbon	$0{,}315\ \sigma_r$ sau $(0{,}7\ldots0{,}8)\ \sigma_{-1}$	$(1{,}5\ldots1{,}8)\ \sigma_{-1t}$	min $0{,}44\ \sigma_r$ max $0{,}53\ \sigma_r - 4{,}1\cdot10^{-4}\ \sigma_r^2$ sau $\frac{\sigma_r + \sigma_c}{4} + 5\text{daN/mm}^2$	$(1{,}6\ldots1{,}8)\ \sigma_{-1}$	$(0{,}55\ldots0{,}58)\ \sigma_{-1}$	$(1{,}8\ldots2)\ \tau_{-1}$
Oţel turnat	$0{,}26\ \sigma_r$ sau $0{,}65\ \sigma_{-1}$	$(1{,}5\ldots1{,}8)\ \sigma_{-1t}$	$0{,}4\ \sigma_r$	$(1{,}6\ldots1{,}8)\ \sigma_{-1}$	$(0{,}55\ldots0{,}58)\ \sigma_{-1}$	$(1{,}8\ldots2)\ \tau_{-1}$
Fontă obişnuită	$(0{,}25\ldots0{,}35)\sigma_r$ sau $(0{,}5\ldots0{,}6)\ \sigma_{-1}$	$(1{,}5\ldots1{,}6)\ \sigma_{-1t}$	$(0{,}4\ldots0{,}5)\ \sigma_r$	$(1{,}25\ldots1{,}6)\ \sigma_{-1}$	$(0{,}75\ldots0{,}85)\ \sigma_{-1}$	$(1{,}2\ldots1{,}4)\ \tau_{-1}$
Fontă maleabilă	$0{,}28\ \sigma_r$ sau $0{,}7\ \sigma_{-1}$	$(1{,}5\ldots1{,}8)\ \sigma_{-1t}$	$0{,}4\ \sigma_r$	$(1{,}6\ldots1{,}8)\ \sigma_{-1}$	$(0{,}60\ldots0{,}68)\ \sigma_{-1}$	$(1{,}8\ldots2)\ \tau_{-1}$
Aliaje uşoare	$0{,}7\ \sigma_{-1}$	—	$(0{,}25\ldots0{,}50)\ \sigma_r$	$1{,}8\ \sigma_{-1}$	$(0{,}55\ldots0{,}58)\ \sigma_{-1}$	$(1{,}4\ldots2)\ \tau_{-1}$
Aliaje de cupru	—	—	$(0{,}25\ldots0{,}50)\ \sigma_r$	$(1{,}5\ldots1{,}6)\ \sigma_{-1}$	$0{,}58\ \sigma_{-1}$	$(1{,}4\ldots2)\ \tau_{-1}$

Scanned with OKEN Scanner

Tabelul 2.9

Rezistenţe admisibile în calcule aproximative sau la predimensionări (valori în kgf/mm² ≈ daN/mm²) [78]

	Materialul		Fontă* normală	Oţel turnat	Oţel carbon		Oţel aliat cu Ni, semidur	Alamă laminată	Bronz fosforos	Aluminiu turnat	Aliaje dure de aluminiu
Rezistenţe admisibile	Rezistenţa de rupere σ_r		12–24	40–60	34–50	50–70	50–60	20–30	30–45	9–12	35–60
	Tracţiune σ_{at}	Cazul I**	3–4,5	6–12	9–15	12–18	12–18	4–6	6–9	1–1,2	6–10
		Cazul II	2–3,0	4–8	6–10	8–12	8–12	2,7–4	4–6	0,7–0,8	4–6,7
		Cazul III	1–1,5	2–4	3–5	4–6	4–6	1,3–2	2–3	0,3–0,4	2–3,3
	Compresiune σ_{ac}	Cazul I	9–10	9–15	9–15	12–18	12–18	4–6	6–9	–	6–10
		Cazul II	6–6,6	6–10	6–10	8–12	8–12	2,7–4	4–6	–	4–6,7
	Încovoiere σ_{ai}	Cazul I	4–7,5	7,5–12	9–15	12–18	12–18	4–6	6–9	1,5–2	6–10
		Cazul II	2,7–5	5–8	6–10	8–12	8–12	2,7–4	4–6	1–1,3	4–6,7
		Cazul III	1,3–2,5	2,5–4	3–5	4–6	4–6	1,3–2	2–3	0,5–0,7	2–3,3
	Răsucire τ_{at}	Cazul I	2,7–6	4,8–9,5	6–12	9–14,4	9–14,4	3,2–4,6	4,5–7	–	4,8–8
		Cazul II	1,8–3,7	3,2–6,4	4–8	6–9,6	6,4–9,6	2,1–3,2	3–4,7	–	3,2–5,3
		Cazul III	0,9–1,8	1,6–3,2	2–4	3–4,8	3,2–4,8	1,1–1,6	1,5–2,3	–	1,6–2,7
	Forfecare τ_a	Cazul I	3–3,5	4,8–9,6	7,2–12	9,6–14,4	9–14,4	3,2–4,8	4,5–7	–	4,8–8
		Cazul II	2–2,3	3,2–6,4	4,8–8	6,4–9,6	6,4–9,6	2,1–3,2	3–4,7	–	3,2–5,3
		Cazul III	1–1,2	1,6–3,2	2,4–4	3,2–4,8	3,2–4,8	1,1–1,6	1,5–2,3	–	1,6–2,7
	Presiune de contact p pentru suprafeţe imobile	Cazul I	7–8	8–10	8–10	10–15	10–15	3–4,5	5–7,5	–	5–8
		Cazul II	4,7–5,3	5,3–6,7	5,3–6,7	7–10	7–10	2,7–3	1,3–5	–	3,3–5,3

* Rezistenţele pentru fontă sînt indicate pentru piese prelucrate.

** Cazul I – solicitare statică; Cazul II – solicitare pulsatoare; cazul III – solicitare alternant simetrică.

Scanned with OKEN Scanner

Oţeluri laminate, compoziţia chimică şi caracteristici mecanice*

Tabelul 2.10

Marca	Clasa de calitate	Gradul de dezoxidare	Compoziţia chimică, %					Caracteristici mecanice de tracţiune					Rezilienţa	
			C max.	Mn	Si max.	P max.	S max.	σ_c, min. Grosime produs, mm: sub 16	17–25	26–40	σ_r	δ_5	$KCU_{30/2}$, min. la +20°C: $a<16$	$a>16$
			%					daN/mm²				%	daJ/cm²	
OL 32	1	*n* / *k*	0,12	0,25–0,55	0,07 / 0,37	0,050	0,050	17,6	17,6	15,7	31,4–39,2	33	—	—
OL 34	1	*n* / *k*	0,15	0,25–0,55	0,07 / 0,37	0,050	0,050	19,6	18,6	17,6	33,3–41,2	31	—	—
OL 37	1	*n* / *k*	0,20	0,30–0,80	0,07 / 0,37	0,060	0,050	23,5	22,5	20,6	36,3–44,1	25	—	—
	2	*n* / *k*	0,18		0,07 / 0,37	0,050	0,050						7	6
OL 42	1	*n* / *k*	0,25	0,25–0,80	0,07 / 0,37	0,060	0,050	25,5	24,5	22,5	41,2–49,0	22	—	—
	2	*n* / *k*	0,25–0,23		0,07 / 0,37	0,050	0,050						7	6
OL 50	1	*K*	0,30	0,50–0,80	0,37	0,050	0,050	28,4	27,4	25,6	49,0–60,8	19	—	—
OL 60	1	*K*	0,40	0,50–0,80	0,37	0,050	0,050	31,4	30,4	29,4	60,8–70,6	13	—	—
OL 70	1	*K*	0,50	0,50–0,80	0,37	0,050	0,050	35,3	34,3	35,3	min. 68,6	10	—	—

* Tabel extras din STAS 500/2–68

Scanned with OKEN Scanner

Oţeluri de îmbunătăţire, compoziţia chimică şi caracteristici mecanice *

Marca	Tratament	Compoziţia chimică, %									Caracteristici mecanice de tracţiune				Reziliența		Duritatea Brinell HB	
		C	Mn	Si	P	S	Cr	Ni	Cu	As	$\sigma_{0,2}$	σ_r	δ_5	Z	$KCU_{30/2}$	$KCU_{30/5}$	Stare laminată	Stare recoaptă
		%									daN/mm²		%		daJ/mm²			
a) OŢELURI DE LARGĂ UTILIZARE																		
OLC 10	N	0,07—0,14	0,35—0,65	0,17—0,37	max. 0,040	max. 0,040	max. 0,30	max. 0,30	max. 0,30	max. 0,05	21	35	31	55	—	—	137	—
	C										25	42	19	50	—	—	—	—
OLC 15	N	0,12—0,19									23	39	27	50	—	—	143	—
	C										30	50	16	45	—	—	—	—
OLC 25	N	0,22—0,29	0,50—0,80								28	46	24	45	—	—	170	—
	I										31	50	22	45	8	6	—	—
OLC 35	N	0,32—0,39									32	54	21	40	—	—	187	—
	I										36	58	19	40	7	5	—	—
OLC 45	N	0,42—0,50									36	62	18	35	—	—	229	197
	I										40	66	17	35	6	4,5	—	—
OLC 55	N	0,52—0,60									40	68	14	35	—	—	255	217
	I										44	73	14	35	5	3,5	—	—
OLC 60	N	0,57—0,65									41	71	14	30	—	—	255	229
	I										46	75	13	30	4	3	—	—
OLC 25 X	I	0,23—0,28	0,50—0,80	0,17—0,37	max. 0,035	max. 0,035	max. 0,30	max. 0,30	max. 0,30	max. 0,05	33	51	22	50	10	7	170	—
OLC 35 X	I	0,33—0,38									37	59	19	45	9	6,5	187	—
OLC 45 X	I	0,43—0,48									42	67	18	40	8	6	229	197
OLC 55 X	I	0,52—0,57									45	74	14	40	6	4,5	255	217
OLC 60 X	I	0,58—0,63									48	76	13	35	5	3,5	255	229
b) OŢELURI ELABORATE CU ACORDUL PRODUCĂTORULUI																		
OLC 20	N	0,17—0,24	0,35—0,65	0,17—0,37	max. 0,040	max. 0,040	max. 0,30	max. 0,30	max. 0,30	max. 0,05	25	42	25	50	—	—	156	—
	C										35	57	14	45	—	—	—	—
OLC 30	N	0,27—0,34	0,50—0,80								30	50	22	45	—	—	179	—
	I										34	54	20	45	7	5	—	—
OLC 40	N	0,37—0,44									34	58	19	40	—	—	217	187
	I										38	62	18	40	6	4,5	—	—
OLC 50	N	0,47—0,55									38	65	15	35	—	—	241	207
	I										42	70	15	35	5	3,5	—	—
OLC 30 X	I	0,28—0,33	0,50—0,80	0,17—0,37	max. 0,035	max. 0,035	max. 0,30	max. 0,30	max. 0,30	max. 0,05	35	55	20	50	9	6,5	179	—
OLC 40 X	I	0,38—0,43									40	63	18	45	8	6	217	187
OLC 50 X	I	0,48—0,53									44	71	16	40	7	5	241	207

* Tabel extras din STAS 880—66. N — normalizat I — îmbunătăţit C — călit pentru miez şi revenit jos

Scanned with OKEN Scanner

Oţeluri aliate, compoziţia chimică şi caracteristici mecanice

Tabelul 2.12

Marca	Compoziţia chimică, %							Dimensiunea probei Ø	Caracteristici mecanice					TRATAMENTUL TERMIC
	C	Si	Mn	Cr	Ni	Mo	Alte elemente		$\sigma_{0,2}$	σ_r	δ_5	ψ	$KCU_{30/2}$	
	%							mm	daN/mm²		%		daJ/cm²	
a) OŢELURI DE LARGĂ UTILIZARE														
15Co8	0,12—0,18	0,17—0,37	0,40—0,70	0,70—1,00	—	—	—	15	50	70	12	45	7	CCr
40C10	0,36—0,44	0,17—0,37	0,50—0,80	0,80—1,10	—	—	—	25	80	100	10	45	6	CR
40BC10	0,36—0,44	0,17—0,37	0,50—0,80	0,80—1,10	—	—	B=0,001—0,003	25	75	95	12	50	9	CR
35M16	0,32—0,40	0,17—0,37	1,40—1,80	—	—	—	—	25	37	63	13	40	—	N sau
65M10	0,60—0,70	0,17—0,37	0,90—1,20	—	—	—	—	25	50	70	14	50	8	CR
18MC10	0,15—0,22	0,17—0,37	0,90—1,20	0,90—1,20	—	—	—	25	40	75	8	35	—	N
38SC15	0,34—0,42	1,00—1,30	0,30—0,60	1,30—1,60	—	—	—	15	75	90	10	45	7	Cr
21TMC12	0,18—0,24	0,17—0,37	0,80—1,10	1,00—1,30	—	—	—	25	85	100	12	50	8	CR
28TMC12	0,24—0,32	0,17—0,37	0,80—1,10	1,00—1,30	—	—	Ti=0,04—0,10	Epru-	85	100	9	50	8	CCr
35MS12	0,31—0,39	1,10—1,40	1,0—1,40	—	—	—	Ti=0,04—0,10	vete	120	140	9	45	6	CCr
50 VC11	0,45—0,55	0,17—0,37	0,55—0,90	0,90—1,25	—	—	—	25	70	90	15	45	7	CR
41VMoC17	0,30—0,37	0,17—0,37	0,10—1,80	1,55—1,95	—	0,30—0,45	V=0,10—0,25	25	80	95	10	40	7	CR
33MoC11	0,30—0,37	0,17—0,37	0,40—0,80	09,0—1,30	—	0,15—0,30	—0,35	25	90	110	10	45	7	CR
41MoC11	0,38—0,45	0,17—0,37	0,10—0,80	0,90—1,30	—	0,15—0,30	—	25	70	90	12	50	8	CR
13CN13	0,09—0,16	0,17—0,37	0,30—0,60	0,30—0,20	1,75—3,15	—	—	25	75	95	11	50	8	CR
15CN15	0,12—0,19	0,17—0,37	0,40—0,60	1,40—1,70	1,40—1,70	—	—	15	75	95	11	55	9	CCr
41CN12	0,37—0,45	0,17—0,37	0,40—0,80	1,35—0,75	1,00—1,40	—	—	15	85	100	12	45	8	Cr
18MoCNo6	0,15—0,21	0,17—0,37	0,50—0,80	0,80—1,10	0,50—0,80	0,15—0,30	—	25	85	100	11	45	7	CR
18MoCN13	0,15—0,21	0,17—0,37	0,50—0,80	0,80—1,10	1,20—1,50	0,15—0,30	—	15	65	85	12	50	9	Cr
36MoCN10	0,32—0,40	0,17—0,37	0,50—0,80	0,90—1,20	0,90—1,20	0,15—0,30	—	15	75	95	10	45	9	Cr
34MoCN15	0,30—0,38	0,17—0,37	0,40—0,70	1,40—1,70	1,40—1,70	0,15—0,30	—	25	80	100	11	50	9	CR
30MoCN20	0,26—0,34	0,17—0,37	0,30—0,60	1,80—2,10	1,80—2,10	0,52—0,35	—	25	90	110	11	50	8	CR
15MoMC12	0,12—0,18	0,17—0,37	0,80—1,20	1,00—1,40	—	0,20—0,30	—	25	100	120	10	45	7	CR
21MoMC12	0,18—0,24	0,17—0,37	0,80—1,20	1,00—1,40	—	0,20—0.30	—	15	65	85	10	45	7	CCr
20MoN35	0,18—0,23	0,17—0,37	0,40—0,70	—	3,25—3,75	0,20—0,30	—	15	85	110	8	40	7	CCr
38MoCA09	0,35—0,42	0,17—0,37	0,30—0,60	1,35—1,65	—	0,15—0,30	Al=0,70—1,10	15	85	100	9	50	9	CCr
								30	85	100	15	50	9	CR

Scanned with OKEN Scanner

b) OȚELURI ELABORATE CU ACORDUL PRODUCĂTORULUI

20Co8	0,17—0,23	0,17—0,23	0,50—0,80	0,70—1,00	—	—	—	15	65	80	11	40	6	CCr
35C10	0,31—0,39	0,17—0,37	0,50—0,80	0,80—1,10	—	—	—	25	75	95	11	45	7	CR
45C10	0,41—0,49	1,17—0,37	0,50—0,80	0,80—1,10	—	—	—	25	85	105	9	45	5	CR
31M14	0,27—0,35	0,17—0,37	1,20—1,60	—	—	—	—	25	55	80	14	45	—	CR
45M16	0,41—0,49	0,17—0,37	1,40—1,80	—	—	—	—	25	41	70	11	40	—	N
27MS12	0,23—0,31	1,10—1,40	1,10—1,40	—	—	—	—	25	85	100	12	40	5	C R
25MoC11	0,22—0,29	0,17—0,37	0,40—0,80	0,90—1,30	—	0,15—0,30	—	25	42	65	17	50	9	CR
30MoC10	0,26—0,34	0,17—0,37	0,40—0,70	0,50—1,10	—	0,15—0,30	—	25	75	95	11	45	8	CR
36MoC10	0,32—0,40	0,17—0,37	0,40—0,70	0,80—1,10	—	0,15—0,30	—	25	80	100	12	45	8	CR
13CN17	0,09—0,16	0,17—0,37	0,30—0,60	0,60—0,90	1,50—1,90	—	—	15	60	80	12	50	9	CCr
13CN35	0,09—0,16	0,17—0,37	0,30—0,60	1,25—1,65	3,25—3,65	—	—	15	95	115	10	50	9	CCr
19CN35	0,16—0,22	0,17—0,37	0,30—0,60	1,25—1,65	3,25—3,65	—	—	15	110	130	9	45	8	CCr
35CN15	0,30—0,40	0,17—0,37	0,40—0,80	0,30—0,70	1,25—1,75	—	—	25	52	75	16	45	9	CR
45CN12	0,41—0,49	0,17—0,37	0,50—0,80	0,65—0,75	1,00—1,40	—	—	25	85	105	10	45	7	CR
31CMS10	0,28—0,35	0,90—1,20	0,80—1,10	0,85—1,10	—	—	—	25	85	110	10	45	5	CR
35CMS13	0,32—0,40	1,10—1,40	0,80—1,10	1,10—1,40	—	—	—	Epru-vete	130	163	9	40	4	C izot
30SMCN16	0,27—0,34	0,90—1,20	1,00—1,30	0,90—1,20	1,40—1,80	—	—	,,	140	165	9	45	6	Cr
40MoCN15	0,37—0,44	0,17—0,37	0,50—0,80	0,60—0,90	1,25—1,65	0,15—0,30	—	25	95	110	12	50	8	CR
									85	100	12	55	10	
16MCN15	0,13—0,19	0,17—0,37	0,70—1,00	0,80—1,10	1,30—1,60	—	—	30	60	90	10	40	6	CCr
16CNW10	0,14—0,20	0,17—0,37	0,25—0,55	1,35—1,65	4,00—4,40	—	W=0,80—1,20	15	85	115	12	50	10	CCr
									80	105	12	50	12	CCR
25CNW10	0,21—0,28	0,17—0,37	0,25—0,55	1,35—1,65	4,00—4,40	—	W=0,80—1,20	25	95	110	11	45	9	CR
39CA06	0,35—0,43	0,17—0,37	0,20—0,50	1,50—1,80	—	—	Al=0,50—0,80	30	75	90	10	45	8	CR

Tabel extras din STAS 791—66.
CR = călire + revenire înaltă.
CCr = călire dublă cu revenire joasă.
N = normalizat.
Cr = călire izotermă, revenire joasă.

Scanned with OKEN Scanner

Tabelul 2.13

Caracteristicile mecanice ale diferitelor oțeluri tratate termic, pe grupe de grosime *

Marca	Tratamentul termic C = călire R = revenire înaltă r = revenire joasă	Grosimea produselor																			
		până la 16 mm				17 ... 40 mm				41 ... 100 mm				101 ... 160 mm				161 ... 250 mm			
		Caracteristici mecanice minime																			
		$\sigma_{0,2}$ daN/mm²	σ_r daN/mm²	δ_5 %	KCU_2 daJ/cm²	$\sigma_{0,2}$ daN/mm²	σ_r daN/mm²	δ_5 %	KCU_2 daJ/cm²	$\sigma_{0,2}$ daN/mm²	σ_r daN/mm²	δ_5 %	KCU_2 daJ/cm²	$\sigma_{0,2}$ daN/mm²	σ_r daN/mm²	δ_5 %	KCU_2 daJ/cm²	$\sigma_{0,2}$ daN/mm²	σ_r daN/mm²	δ_5 %	KCU_2 daJ/cm²
OLC10	Cr	35	50	16	10	28	42	20	12	25	38	24	14	—	—	—	—	—	—	—	—
OLC15	Cr	50	70	8	4	38	60	12	6	32	50	15	7	—	—	—	—	—	—	—	—
15Co8	Cr	50	70	12	7	45	65	13	7	40	60	14	7	—	—	—	—	—	—	—	—
18MC10	Cr	75	100	10	5	60	85	11	5	50	70	12	6	—	—	—	—	—	—	—	—
21TMC12	Cr	85	100	9	8	80	95	10	8	55	70	11	8	—	—	—	—	—	—	—	—
28TMC12	Cr	120	140	9	6	100	120	9	6	60	75	10	7	—	—	—	—	—	—	—	—
21MoMC12	Cr	85	110	8	7	80	105	8	7	65	85	10	8	—	—	—	—	—	—	—	—
18MoCN13	Cr	90	115	8	5	85	105	9	6	70	80	10	6	60	75	11	6	—	—	—	—
13CN30	Cr	90	110	8	6	85	100	9	7	66	80	10	7	55	70	11	8	55	70	12	8
20MoN35	Cr	85	100	9	9	80	95	10	9	70	85	11	9	65	80	11	9	60	75	12	9
OLC 25	CR	35	54	18	—	30	49	20	—	23	42	22	—	—	—	—	—	—	—	—	—
OLC 35	CR	43	63	17	7	37	59	19	7	33	55	20	7	—	—	—	—	—	—	—	—
OLC 45	CR	49	71	14	6	42	67	16	5	38	63	17	5	—	—	—	—	—	—	—	—
OLC 55	CR	55	80	12	—	47	75	14	—	43	71	15	—	—	—	—	—	—	—	—	—
OLC 60	CR	58	85	11	—	50	80	13	—	46	75	14	—	—	—	—	—	—	—	—	—
35M16	CR	55	75	10	6	50	70	14	8	45	65	14	8	42	60	16	8	—	—	—	—
40C10	CR	85	105	9	5	75	95	10	6	65	85	11	6	—	—	—	—	—	—	—	—
40BC10	CR	80	100	11	8	70	90	13	9	60	80	14	9	—	—	—	—	—	—	—	—
33MoC11	CR	80	100	11	7	68	90	12	8	57	80	14	8	52	75	15	8	47	70	15	8
41MoC11	CR	90	110	10	6	78	100	11	7	65	90	12	7	57	80	13	7	52	75	14	7
34MoCN13	CR	100	120	9	7	90	110	10	8	80	100	11	8	70	90	12	8	60	80	13	8
30MoCN20	CR	105	125	9	6	105	125	9	6	90	110	10	7	80	100	11	8	70	90	12	8
50VC11	CR	85	105	9	6	80	95	10	7	75	90	11	7	65	85	13	7	60	80	12	7
39CA06	CR	80	95	9	6	75	90	10	8	55	75	12	6	—	—	—	—	—	—	—	—
38MoCA09	CR	90	105	13	8	80	95	14	9	70	85	15	9	60	80	15	9	55	75	15	9

* Tabel extras din STAS 880–66 și 791–66.

Scanned with OKEN Scanner

3.

ASAMBLĂRI NEDEMONTABILE

3.1. NITUIREA

3.1.1. Generalităţi. Definiţii, caracterizare şi domeniul de aplicare

Nituirea este un procedeu de asamblare nedemontabilă a două table, profile sau piese, cu ajutorul niturilor ca organe de legătură. Niturile se dispun într-o anumită ordine formînd îmbinarea nituită (cusătura). Nitul se compune dintr-o tijă cilindrică (corpul) şi un cap iniţial (fig. 3.1, 3.2).

Ca procedeu de îmbinare, nituirea este din ce în ce mai mult înlocuită de sudură care prezintă o serie de avantaje. Cu toate acestea, nituirea se mai utilizează într-o serie de cazuri: construcţii metalice, mijloace de transport (autovehicule, avioane, vagoane) cu carcase subţiri sau din materiale nesudabile, recipienţi sub presiune, îmbinarea pieselor tratate

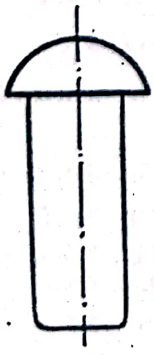


Fig. 3.1. Nit.

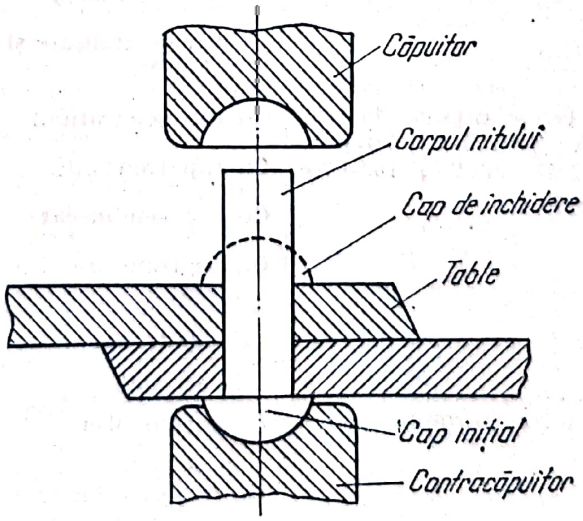


Fig. 3.2. Procesul tehnologic al nituirii.

Scanned with OKEN Scanner

termic etc. Utilizarea în continuare a îmbinărilor nituite este legată de unele avantaje în comparaţie cu îmbinările sudate. Acestea sînt : comportare mai bună la solicitări variabile ; controlul mult mai uşor de efectuat ; îmbinarea pieselor de grosime redusă sau din materiale nesudabile ; înlăturarea cu uşurinţă a defectelor.

Dezavantajele nituirii sînt următoarele : consum mărit de material datorită slăbirii secţiunii prin gaura de nit ; consum de manoperă mai ridicat datorat lucrărilor de pregătire a tablelor ; zgomotul dăunător produs în timpul nituirii ; etanşeitate mai redusă ; productivitate mai mică ; construcţiile nituite sînt mai puţin estetice decît cele sudate.

CLASIFICAREA ÎMBINĂRILOR NITUITE ŞI A NITURILOR

Clasificarea se face conform tabelului 3.1.

Tabelul 3.1

Clasificarea niturilor şi a îmbinărilor nituite

Nr. crt.	Criteriul de clasificare a îmbinării, respectiv a nitului	Felul îmbinării prin nituire, respectiv al nitului	Figura ce reprezintă îmbinarea sau organul respectiv	Obs.
1	După numărul secţiunilor de forfecare	Cu o secţiune de forfecare	Fig. 3.9	Clasificarea se referă la îmbinare (în nituiri)
2		Cu mai multe secţiuni de forfecare	Fig. 3.3	
3	După felul aşezării tablelor	Prin suprapunere	Fig. 3.9	
4		Cu eclise	Fig. 3.3	
5	După numărul rîndurilor de nituri	Cu un singur rînd	Fig. 3.4, *a*	
6		Cu mai multe rînduri de nituri	Fig. 3.4, *b*	
7	După scop	Nituire de rezistenţă		
8		Nituire de etanşare		
9		Nituire de etanşare şi rezistenţă		
10	După forma capului de nit, STAS Nr. 797-67 ; 801-67 ; 1257-67 ; 802-67 ; 3165-67 ; 796-68.	Cu cap semirotund	Fig. 3.5, *a*	Clasificarea se referă la nituri
11		Cu cap tronconic	Fig. 3.5, *b*	
12		Cu cap semiînecat	Fig. 3.5, *c*	
13		Cu cap tronconic şi semiînecat	Fig. 3.5, *d*	
14		Cu cap înecat	Fig. 3.5, *e*	
15		Cu cap plat	Fig. 3.5, *f*	
16	După forma corpului nitului	Cu corpul plin	Fig. 3.5, *a*, *b*, *c*, *d*, *e*, *f*	
17		Cu corpul tubular	Fig. 3.6, *a*	
18		Cu corpul semitubular	Fig. 3.6, *b*	

Scanned with OKEN Scanner

3.1.2. Materialul niturilor

Materialele pentru nituri trebuie să îndeplinească o serie de condiţii:
a) Să nu fie călibile; deci niturile se execută din OL 34 sau OL 37.
b) Materialul de nit să aibă un coeficient de dilatare cît mai apropiat de cel al pieselor de îmbinat.

c) Dacă îmbinarea nituită este expusă coroziunii, materialul de nit trebuie să fie identic cu al pieselor de îmbinat pentru a se evita formarea curenţilor galvanici locali.

În cazul solicitărilor mari se pot utiliza oţeluri aliate. De asemenea, ţinînd seama de condiţiile de mai sus, se execută nituri şi din alte materiale cum sînt cupru, alamă, aluminiu etc.

Indicaţii tehnologice

Nituirea a două sau mai multe piese, table sau profile de oţel cuprinde o succesiune de faze şi anume:

a) Pregătirea pieselor, tablelor sau profilelor.

Ea cuprinde îndreptarea, curăţirea şi găurirea lor, eventual teşirea marginilor tablelor la 75°—80°.

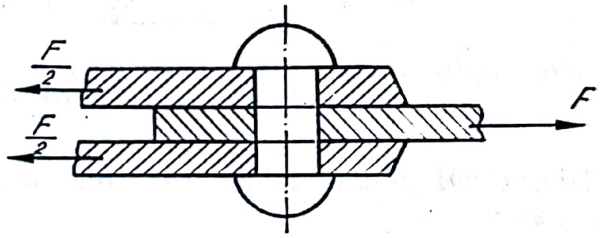


Fig. 3.3. Nituire cu două secţiuni de forfecare.

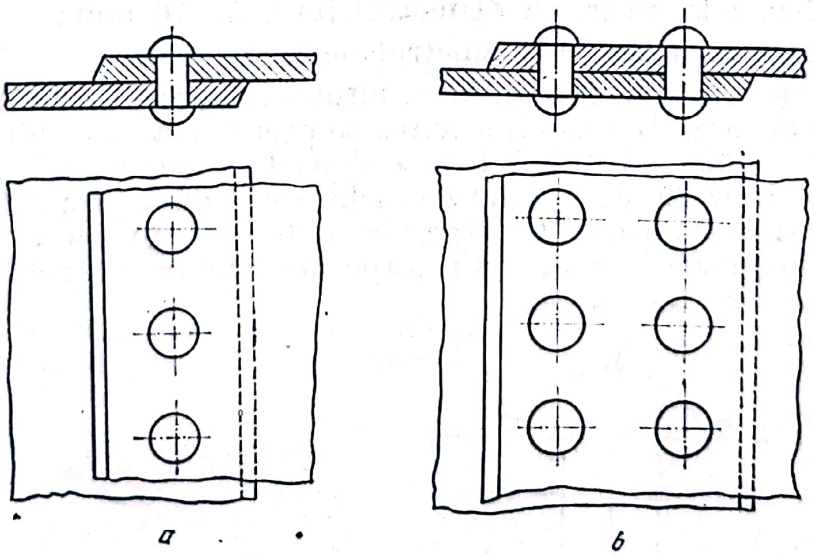


Fig. 3.4, *a*. Nituire cu un singur rînd de nituri; *b*. Nituire cu două rînduri de nituri.

Scanned with OKEN Scanner

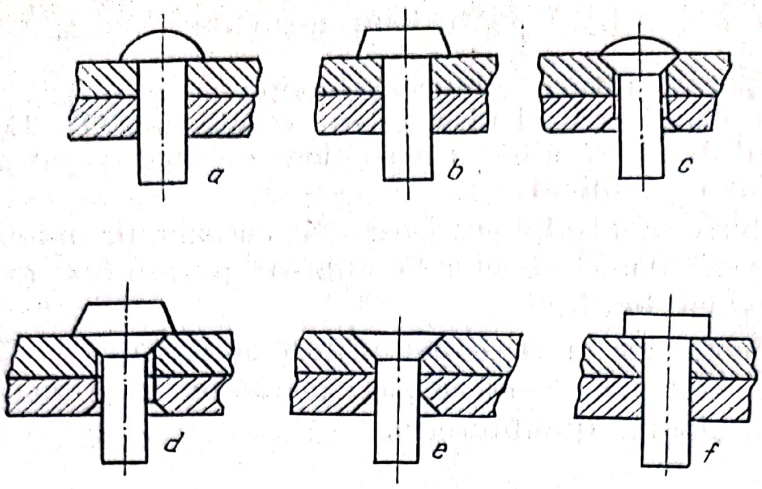


Fig. 3.5. Diferite forme de cap de nit.

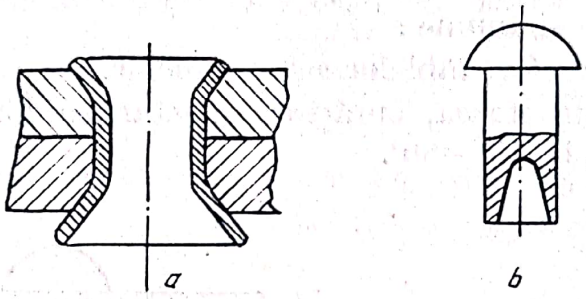


Fig. 3.6. Diferite forme de corp de nit.

Diametrul găurii de nit este mai mare decît al nitului după cum urmează :

— cu 0,2 mm la nituri cu diametrul între 1—4 mm;

— cu 0,5 mm la nituri cu diametrul între 5—10 mm;

— cu 1 mm la nituri cu diametrul peste 10 mm.

b) Nituirea constă în introducerea nitului în gaura de nit şi formarea capului de închidere. De regulă nituirea se execută la cald (nitul se încălzeşte la 1000—1100°C). Nituirea la rece se poate aplica niturilor cu diametrul mai mic decît 10 mm. Capul de închidere rezultă prin refularea tijei cu ajutorul unei scule numită căpuitor (buterolă). În acest timp capul iniţial este rezemat într-un contracăpuitor (contrabuterolă). Nituirea se execută manual sau mecanic.

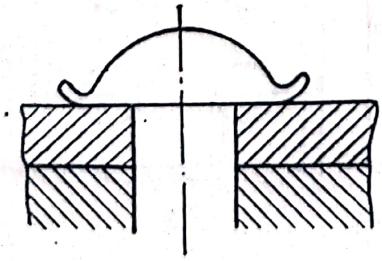


Fig. 3.7. Material refulat după nituire.

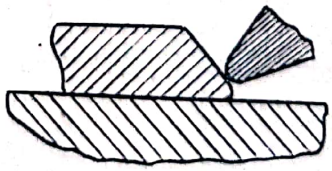


Fig. 3.8. Operaţii de ştemuire.

Scanned with OKEN Scanner

c) Debavurarea constă în înlăturarea materialului refulat de sub căpuitor la executarea capului de închidere (fig. 3.7).

d) Ştemuirea (îndesarea) (fig. 3.8) constă în îndesarea marginii tablei superioare pentru mărirea etanşeităţii şi a frecării dintre table. Ea se poate aplica tablelor cu grosimi mai mari de 4 mm deoarece tablele mai subţiri se arcuiesc la margini. Pentru îmbunătăţirea etanşeităţii la nituirea tablelor cu grosimi mai mici de 4 mm, se utilizează garnituri.

3.1.3. Procesul transmiterii forţelor prin nituri

Prin baterea nitului, tablele sînt strînse puternic, luînd naştere între ele o forţă de frecare care se opune forţei de serviciu F (fig. 3.9).

În funcţie de raportul dintre forţa de frecare şi forţa de serviciu există mai multe cazuri de transmitere a forţei prin îmbinare şi anume :

1) Nituirea este bine executată şi forţele se transmit datorită frecării între table. Aceasta se poate exprima prin relaţia :

$$\mu F_n > F, \tag{3.1}$$

unde F este forţa de serviciu : F_n — forţa axială care acţionează în nit şi care se naşte în procesul nituirii ; μ — coeficientul de frecare între table ;

2) Tablele încep să alunece. Acesta este cazul limită, cînd forţa de frecare este egală cu forţa de serviciu :

$$\mu F_{n0} = F = F_0 ; \tag{3.2}$$

3) Dacă frecarea dintre table scade în continuare,

$$\mu F_n < F, \tag{3.3}$$

transmiterea forţei se face în principal prin nit care va fi solicitat la forfecare ;

4) Cînd nu există frecare între table, nitul fiind slăbit $F_n = 0$, întreaga forţă este transmisă prin nit.

Efortul unitar de întindere din nit depinde de cazul de transmitere a forţei şi anume :

$$\sigma_t = \frac{F_n}{\frac{\pi d^2}{4}}. \tag{3.4}$$

Acest efort unitar poate depăşi limita de curgere a materialului.

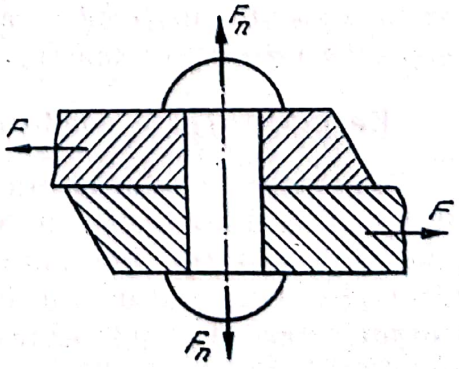


Fig. 3.9. Forţele dintr-o nituire.

Scanned with OKEN Scanner

La forța F_{n0} din nit se obține :

$$\sigma_{t0} = \frac{F_{n0}}{\frac{\pi d^2}{4}}. \tag{3.5}$$

Determinarea forțelor F_n și F_{n0} este dificilă și deci acestea nu pot servi ca mărimi de calcul. Este importantă forța F_0 la care tablele încep să alunece. Această forță se poate determina experimental mai ușor, cu ajutorul modelelor. De aceea se poate defini un efort specific la alunecare :

$$\tau_n = K_n = \frac{F_0}{\frac{\pi d^2}{4}}, \tag{3.6}$$

$$\tau_n = \frac{\mu F_{n0}}{\frac{\pi d^2}{4}} = \frac{\frac{\mu \pi d^2}{4}\sigma_{t0}}{\frac{\pi d^2}{4}} = \mu \sigma_{t0}, \tag{3.7}$$

$$\tau_n = \mu \sigma_{t0} \leqslant \tau_{na}. \tag{3.8}$$

Aceasta este condiția ca nituirea să fie corectă.

Dacă se nituiesc $n + 1$ table cu n suprafețe de frecare, se poate scrie succesiv :

$$n\mu F_{n0} = F_0;\ n\frac{\mu\pi d^2}{4}\sigma_{t0} = F_0;\ n\tau_n\frac{\pi d^2}{4} = F_0, \tag{3.9}$$

$$\tau_n = \frac{F_0}{n\frac{\pi d^2}{4}}. \tag{3.10}$$

Din această relație rezultă că se poate transmite o forță de n ori mai mare decît în cazul a două table. În realitate, forța ce poate fi transmisă nu crește proporțional cu numărul suprafețelor de frecare, deoarece nu există o așezare perfectă a tablelor una peste cealaltă ; de aceea calculul respectiv este aproximativ.

Parametrii care condiționează calitatea îmbinării prin nituire

Experiența și calculele au condus la determinarea factorilor care condiționează calitatea unei îmbinări nituite. Aceștia sînt : a) starea suprafețelor pieselor de îmbinat ; b) raportul dintre lungimea și diametrul nitului ; c) temperatura nitului ; d) presiunea exercitată asupra nitului în timpul nituirii ; e) numărul tablelor nituite ; f) numărul rîndurilor de nituri ; g) felul nitului.

Scanned with OKEN Scanner

Influenţa acestor factori este următoarea :

a) Cu cît suprafeţele sînt mai curate şi mai netede, cu atît contactul dintre table este mai uniform ;

b) Forţa axială din nit creşte cu lungimea nitului. Lungimea nitului trebuie să fie cuprinsă între anumite limite, în funcţie de diametru, pentru a se evita flambarea corpului nitului. Se recomandă :

$l = (4 \ldots 4{,}5)d$, pentru niturile cu capul liber ;

$l = (5 \ldots 6)d$, pentru niturile cu cap înecat.

Dacă grosimea totală a tablelor este mai mare decît $5\ d$, atunci se recomandă asamblarea prin şuruburi.

c) Temperatura de încălzire a nitului trebuie să fie 1000 — 1100°C. După executarea capului de închidere nitul trebuie menţinut un timp sub presiune deoarece, în caz contrar, tablele au tendinţa de a se destinde şi nitul, fiind cald, poate ceda.

d) S-a arătat anterior că forţa ce poate fi suportată creşte cu numărul suprafeţelor de frecare, nu însă direct proporţional.

e) Creşterea numărului rîndurilor de nituri este favorabilă deoarece se măreşte rezistenţa la alunecare a tablelor, dar nu direct proporţional, deoarece sarcina nu se repartizează uniform asupra rîndurilor de nituri. Dacă niturile sînt pe mai multe rînduri, forţa se repartizează neuniform după cum rezultă din figura 3.10.

În punctul A, tablele preiau întreaga forţă F, avînd alungirea maximă. În acest punct alungirea ecliselor este nulă. În punctul M de întîlnire a tablelor, întreaga forţă este transmisă prin eclise, alungirea lor fiind maximă iar alungirea tablelor este zero. Variaţia deformaţiilor între punctele A şi M este continuă. Prin compunerea diagramelor se poate determina diferenţa dintre alungirea tablelor şi ecliselor în fiecare punct, deci tendinţa de alunecare relativă dintre table şi eclise. Aceste alungiri diferite duc la presiuni diferite asupra niturilor. Niturile extreme vor fi cele mai încărcate. În punctul de intersecţie al curbelor, alungirea tablei este egală cu a ecliselor, deci niturile din această secţiune au numai rolul de a strînge tablele, fără a fi solicitate de forţe transversale.

g) S-a arătat anterior că niturile mai lungi produc o strîngere mai mare. Această concluzie poate servi şi aici deoarece niturile cu cap înecat au lungimea tijei mai mică decît cele cu capul liber. De aceea, ele produc o strîngere mai redusă a tablelor. Pe de altă parte, execuţia lor e mai dificilă, din care cauză se recomandă, pe cît posibil, utilizarea niturilor cu cap liber.

Principiile generale de calcul sînt tratate în mod detaliat în cursul de Rezistenţa materialelor.

Dat fiind importanţa nituirii de rezistenţă şi etanşare, în paragraful următor se tratează calculele aferente respective.

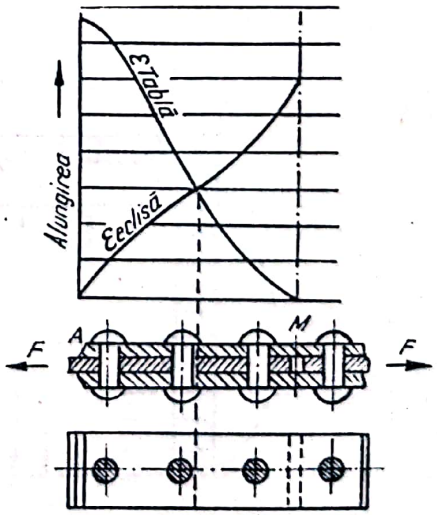


Fig. 3.10. Repartiţie neuniformă a sarcinii pe numărul rîndurilor de nituri.

Scanned with OKEN Scanner

3.1.4. Nituirea de rezistență-etanșare

Nituirea de rezistență-etanșare se utilizează acolo unde pe lîngă condiția de rezistență trebuie îndeplinită și condiția de etanșeitate : recipienți, conducte, cazane de abur etc. În acest domeniu sudura nu a înlocuit complet niturirea, din cauza dificultății controlului sudurilor. În cele ce urmează se va studia problema executării prin nituire a cazanelor de abur.

a. **Material.** În construcția cazanelor și recipienților pentru presiuni și temperaturi mari se utilizează tablă groasă $K_1 \ldots K_8$, conform STAS 2883/3-70. Pentru nituri (STAS 794-64 și STAS 796-68) se utilizează oțeluri de carbon OL34 și OL37. În medii corosive și umede, niturile se confecționează din același material cu tablele.

b. **Calculul grosimii tablelor cazanelor de abur.** Un cazan de abur se compune din corpul cilindric și cele două funduri de cazan (fig. 3.11).

Corpul cilindric este construit din virole, îmbinate între ele prin cusături transversale. Virola e construită dintr-o tablă de lungime corespunzătoare, rulată și nituită printr-o cusătură longitudinală. Se pune problema determinării grosimii tablei. Pentru aceasta se vor considera succesiv două ipoteze :

— ruperea tablei, datorită presiunii din cazan, se produce după o generatoare ;

— ruperea se produce într-o secțiune perpendiculară pe axă.

1. Din considerentul că ruperea tablei se produce după generatoare, se poate determina forța F_v (forța normală pe secțiunea longitudinală) :

$$F_v = p\,D\,L. \tag{3.11}$$

La echilibru, forța F_v trebuie să fie egală cu forța internă capabilă a tablei,

$$p\,D\,L = 2sL\,\sigma_{at}, \tag{3.12}$$

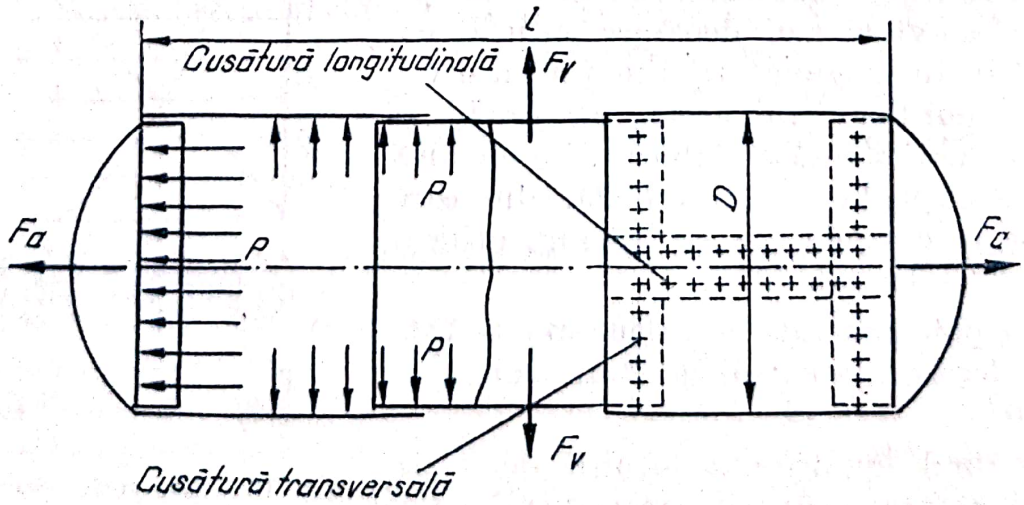


Fig. 3.11. Cazanul (rezervor) și forțele exterioare la care se calculează.

Scanned with OKEN Scanner

de unde, la dimensionare rezultă grosimea tablei,

$$s = \frac{pD}{2\sigma_{at}} \text{ [cm]}, \tag{3.13}$$

unde s-a considerat p în daN/cm², D în cm, σ_{at} în daN/cm².

2. Considerînd că ruperea se produce într-o secţiune transversală, se poate scrie relaţia forţei axiale :

$$F_a = \frac{\pi D^2}{4} p = \pi\, Ds\, \sigma_{at};$$

rezultă

$$s = \frac{pD}{4\sigma_{at}} \text{ [cm]}. \tag{3.14}$$

Concluzie. Comparînd relaţiile (3.13) şi (3.14) se observă că grosimea mai mare e dată de relaţia (3.13), deci ruperea se produce întotdeauna după o generatoare. Pentru determinarea corectă a grosimii tablei, mai trebuie ţinut seama de coeficientul de utilizare a tablei φ precum şi de coroziunea ei. De asemenea se va ţine seama de rezistenţa admisibilă a tablei. Relaţia completă este

$$s = \frac{pD}{2\varphi\sigma_{at}} + a \text{ [cm]}, \tag{3.15}$$

unde :

$a = (0{,}1 - 0{,}3)$ [cm], este adaosul care ţine seama de coroziune ;

φ este coeficientul care ţine seama de slăbirea tablei prin găurire şi se defineşte ca un raport dintre secţiunea micşorată prin găuri şi secţiunea iniţială întreagă, pe un pas.

Forţa pe 1 cm de cusătură longitudinală este

$$F_{1cml} = \frac{F_v}{2L} = \frac{pDL}{2L} = \frac{pD}{2}. \tag{3.16}$$

Forţa pe 1 cm de cusătură transversală este

$$F_{1cmt} = \frac{\frac{\pi D^2}{4} p}{\pi D} = \frac{pD}{4} \tag{3.17}$$

Aceste mărimi sînt caracteristice pentru calculul grosimii tablei şi a nituirii, pe baza lor alegîndu-se tipul nituirii.

c. **Trasarea centrelor de nit.** Se consideră porţiunile de îmbinare a virolelor (fig. 3.12).

Dacă tablele se găuresc separat, e necesar să se ţină seama de scurtarea, respectiv lungirea fibrelor la îndoirea tablelor, fiindcă trebuie ca pasul

Scanned with OKEN Scanner

găurilor de nit, corespunzător fibrei scurtate a virolei exterioare să fie egal cu pasul corespunzător fibrei lungite a virolei interioare.

Acest pas este tocmai pasul t rezultat din calculul nituirii și corespunde diametrului interior D al cazanului.

Tablele se trasează și se găuresc în stare desfășurată. De aceea trebuie să existe o legătură între pasul găurilor de nit de pe table, corespunzătoare virolei exterioare (t_1), respectiv interioare (t_2) și pasul nituirii t, corespunzător diametrului D al cazanului. Deoarece înainte și după îndoirea tablelor, fibra medie nu-și modifică lungimea, pasul t_1, respectiv t_2, vor avea aceleași valori și după îndoire, de-a lungul fibrei medii. Diametrul corespunzător fibrei medii a virolei exterioare fiind $D+s$, iar al virolei interioare $D-s$ și numărul de nituri n, se scrie

$$n = \frac{\pi D}{t} = \frac{\pi(D+s)}{t_1} = \frac{\pi(D-s)}{t_2}, \tag{3.18}$$

de unde:

$$t_1 = \frac{D+s}{D} t; \tag{3.19}$$

$$t_2 = \frac{D-s}{D} t. \tag{3.20}$$

d. **Grosimea fundurilor de cazan.** Fundul cazanului poate fi considerat secționat dintr-o sferă în interiorul căreia se găsește fluidul sub presiune (fig. 3.13).

Ruperea sferei se produce după secțiunea $\pi D_s s_f$, sub acțiunea forței

$$F = \frac{\pi D^2_s}{4} p_i \tag{3.21}$$

În această secțiune se poate scrie

$$\frac{\pi D^2_s}{4} p_i = \pi D_s s_f \sigma_{tf} \tag{3.22}$$

unde σ_{tf} este efortul unitar din tabla fundului de cazan.

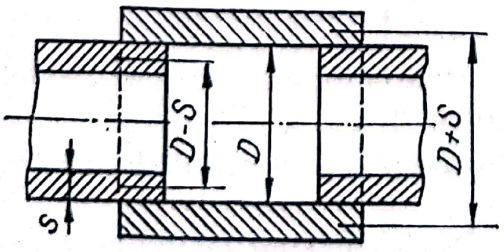


Fig. 3.12. Trasarea centrelor de nit.

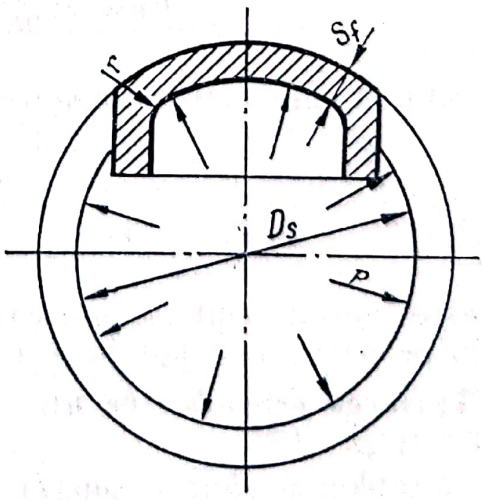


Fig. 3.13. Capac de cazan.

Scanned with OKEN Scanner

Ţinînd seama de rezistenţa admisibilă, se poate exprima grosimea fundului de cazan :

$$s_f = \frac{D_s p_i}{4\sigma_{af}} = \frac{R_s p_i}{2\sigma_{af}}, \tag{3.23}$$

unde R_s este raza de curbură a fundului de cazan. Ea este dată în funcţie de diametru : $R_s = (0{,}8 - 1)\ D$.

Pentru raza de racordare r se admite :

$$r = \frac{D_s}{8} \ldots \frac{D_s}{6}.$$

Pentru σ_{af} se admit valori relativ mici, $\sigma_{af} = 500 \ldots 650$ daN/cm², deoarece tensiunile ce se nasc prin îndoirea tablei sînt relativ mari şi nu pot fi calculate. Pentru diminuarea acestor tensiuni trebuie executat un tratament termic de detensionare.

e. **Grosimea inelului de întărire pentru gaura de vizitare.** Găurile de vizitare se practică cu scopul de a se putea interveni în cazul unor reparaţii sau pentru vizitarea cazanului (fig. 3.14).

Pentru executarea găurii de vizitare se pierde secţiunea $s\ b$, care trebuie înlocuită cu secţiunea corespunzătoare a inelului de întărire. Ţinînd seama de coeficienţii de utilizare, se poate scrie

$$b\ s\ \varphi = 2 s_i\ c \varphi_i, \tag{3.24}$$

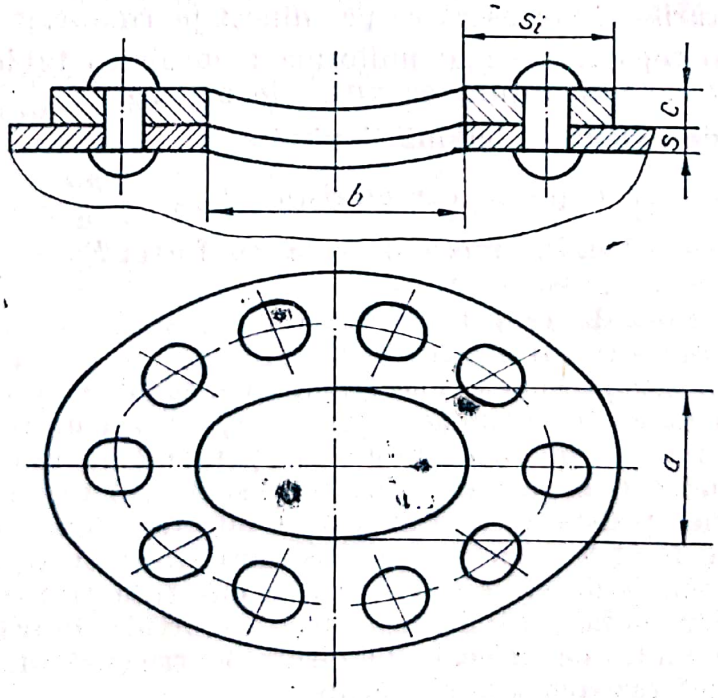


Fig. 3.14. Inel de întărire pentru gaura de vizitare.

Scanned with OKEN Scanner

unde : b este axa mare a orificiului eliptic ; s—grosimea tablei cazanului ; s_t — lăţimea inelului ; c — grosimea inelului ; φ — coeficientul de utilizare a tablei cazanului ; φ_t — coeficientul de utilizare a tablei inelului de întărire.

$$b\ s\ \varphi = 2s_t\ c\ \frac{s_t - d}{s_t} = 2c\ (s_t - d)\ ; \tag{3.25}$$

$$s_t = \frac{b\ s\ \varphi}{2c} + d. \tag{3.26}$$

Pentru c se admite o valoare $c \cong 1{,}3\ s$.

f. **Criterii pentru alegerea felului nituirii.** La calculul îmbinărilor de rezistenţă-etanşare se pune problema alegerii felului nituirii, din cele cîteva posibilităţi : prin suprapunere directă sau cu eclise. De asemenea trebuie prevăzute unul, două sau trei rînduri de nituri.

Practic felul nituirii se alege din tabele, în funcţie de valoarea forţelor unitare F_{1cmf} şi F_{1cmt}.

Ca orientare generală se menţionează următoarele :

— la recipienţii care lucrează la presiune ridicată, trebuie evitată nituirea prin suprapunere directă precum şi cea cu eclise cu un singur rînd de nituri ;

— la cusăturile longitudinale să se evite nituirea prin suprapunere directă, iar dacă $p > 7$ daN/cm^2 şi $D > 700$ mm se interzice acest tip de îmbinare ;

— dacă tabla are o grosime $s > 12{,}5$ mm, cusăturile transversale se vor executa cu minimum două rînduri ;

— dacă din condiţiile de rezistenţă rezultă un pas care nu asigură etanşeitate, niturile se vor aşeza cu pas diferit pe rînduri ;

— pentru o repartizare mai uniformă a încălzirii tablelor în timpul nituirii, se pot executa nituiri cu nituri în zig-zag.

g. **Etapele de calcul al îmbinării nituite**

1) se calculează expresia caracteristică $F_{1cmf} = \frac{pD}{2}$;
2) se alege nituirea în funcţie de valoarea forţei F_{1cmf} ;
3) se calculează grosimea tablei ;
4) se determină diametrul niturilor ;
5) se determină restul datelor nituirii ;
6) se calculează grosimea ecliselor, dacă e cazul, $s' = (0{,}66 - 0{,}8)\ s$;
7) se verifică coeficientul de utilizare φ, efortul unitar σ_t din tablă şi efortul unitar de forfecare din nit, pentru cusătura longitudinală ;
8) se verifică coeficientul de utilizare φ' şi efortul unitar σ'_t din eclise ;
9) se verifică rezistenţa la alunecare a cusăturii longitudinale ;
10) se alege felul nituirii pentru cusătura transversală ;
11) se determină datele nituirii pentru cusătura transversală ;
12) se verifică coeficientul de utilizare φ'', efortul unitar din tablă σ''_t şi efortul unitar de forfecare din nituri, pentru cusătura transversală ;
13) se verifică rezistenţa la alunecare.

Notă : Pentru inelul de întărire se procedează ca mai sus.

Scanned with OKEN Scanner

h. Rezistenţe admisibile

Alegerea rezistenţelor admisibile are o mare importanţă în cazul îmbinărilor de rezistenţă etanşare, deoarece îmbinarea lucrează la temperaturi ridicate. De aceea alegerea rezistenţei admisibile se face astfel :

— în funcţie de rezistenţa de rupere a materialului σ_r, cînd $t < 25°C$;

— în funcţie de limita de curgere σ_c^t la temperatura respectivă dacă

$$250°C < t < 350° C ;$$

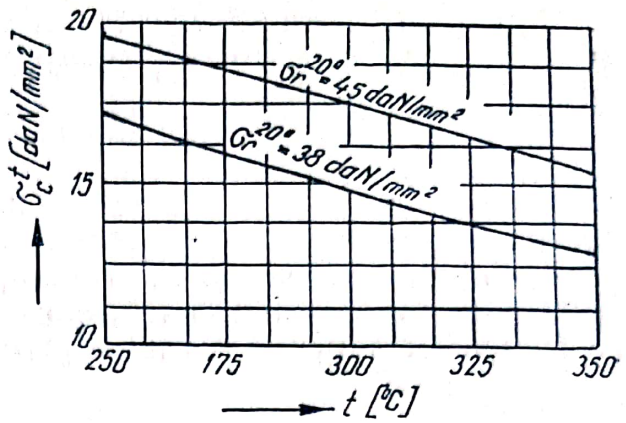


Fig. 3.15. Diagrama variaţiei limitei de curgere cu temperatura de lucru a cazanului.

— în funcţie de limita de fluaj, dacă $t > 350°C$.

Pentru a vedea comportarea metalului cu creşterea temperaturii, se dă orientativ variaţia limitei de curgere cu temperatura pentru două calităţi de oţeluri, cu $\sigma_{r1} = 38$ kgf/mm² şi $\sigma_{r2} = 45$ kgf/mm² ≈ 45 daN/mm² la 20°C (fig. 3.15).

Rezistenţa la forfecare a niturilor din oţel carbon se poate admite :

$\tau_{af} = 0{,}2\ \sigma_r$, pentru $t < 250°C$

$\tau_{af} = 0{,}4\ \sigma_c^t$, pentru $250°C < t < 350°C$.

3.1.5. Nituirea tablelor din metale uşoare

Nituirea metalelor uşoare prezintă o serie de particularităţi legate de comportarea tablelor şi niturilor.

Executarea găurilor se face cu burghiul pentru a evita fisurarea marginilor tablelor care de regulă au grosimi mici.

Nituirea tablelor de aluminiu se face la rece deoarece prin încălzire îşi micşorează rezistenţa. Deci nitul va transmite întreaga forţă fiind solicitat la forfecare şi strivire.

Dacă îmbinarea lucrează într-un mediu corosiv, nitul trebuie să fie din acelaşi material ca tablele de îmbinat pentru a nu se forma curenţi galvanici locali care duc la distrugerea îmbinării. Dacă nu se poate respecta această condiţie, trebuie interpuse între nituri şi table rondele şi manşoane izolatoare.

RELAŢII DE CALCUL

— Diametrul nitului : $d = 1{,}5\ s + 0{,}2$ cm (dar maximum 13 mm) ;

— Pasul niturilor : $t = (2{,}5 - 6)\ d$;

— Distanţa la marginea tablei : $e = 2d$;

— Distanţa dintre rînduri : $e_1 = (2{,}5 - 3)\ d$.

Scanned with OKEN Scanner

Pentru verificarea niturilor la forfecare și presiune de contact, se utilizează relațiile cunoscute. Rezistențele admisibile se iau astfel:

$$\tau_{af} = (0{,}6 - 0{,}7)\,\sigma_{at}$$

$$\sigma_{ag} = (2 - 2{,}5)\,\tau_{af}$$

Materialul niturilor poate fi: aluminiul (STAS 4049-71), alama (STAS 390-70), cuprul (STAS 683-68 și STAS 270-66). În ultimii ani se confecționează nituri și din mase plastice (poliamide).

3.2. ÎMBINĂRI SUDATE

3.2.1. Generalități. Definiții și caracterizare

Sudarea este procedeul tehnologic de îmbinare nedemontabilă a două piese metalice identice sau similare cu sau fără metal de adaos, prin aducerea suprafețelor de îmbinat în stare plastică sau lichidă. Sudarea se poate realiza cu sau fără intervenția unei forțe exterioare de apăsare a celor două piese.

Elementele care contribuie la executarea unei îmbinări sudate sînt: metalul pieselor de îmbinat (metal de bază), sursa de căldură și metalul de adaos, care după terminarea operației, constituie cordonul de sudură.

Datorită temperaturilor ridicate la care se execută sudarea, se produc transformări ale structurii metalului de bază în zonele învecinate cusăturii și apare o zonă de interdifuziune și aliere a metalului de bază cu metalul de adaos (fig. 3.16).

Domenii de aplicare

Datorită perfecționărilor aduse tehnologiei sudării, precum și datorită procedeelor moderne de control a calității sudurilor, sudarea a căpătat o mare extindere, devenind un procedeu de bază în industria constructoare de mașini. Astfel, ea este folosită în prezent:

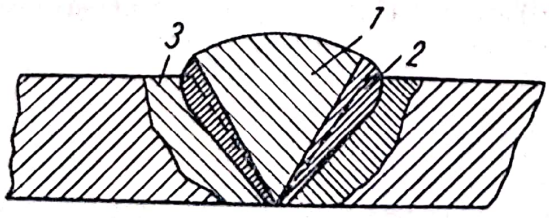


Fig. 3.16. Procesul de transformare a structurii într-o zonă sudată. 1. Metal de adaos; 2. Zonă de interdifuziune și aliere a metalului de bază cu cel de adaos; 3. Zonă de structură modificată datorită temperaturii înalte.

a) ca mijloc de îmbinare a două sau mai multe piese;

b) ca procedeu de fabricație prin combinarea cu alte operații tehnologice (ștanțare, matrițare);

c) ca mijloc de executare a reparațiilor și recondiționărilor unor piese;

d) ca procedeu de tăiere.

În aceste utilizări — sudarea se aplică pe scară largă la: 1) construcții me-

Scanned with OKEN Scanner

talice (poduri, schelete metalice, stîlpi de înaltă tensiune, grinzi etc.); 2) cazane, rezervoare, colectoare; 3) construcţii industriale (furnale, cuptoare, construcţii pentru industria petrolului etc.); 4) construcţia de scule; 5) mijloace de transport (avioane, autovehicule, locomotive etc.); 6) conducte pentru instalaţii hidraulice şi de aburi.

Avantaje şi dezavantaje

Folosirea pe scară tot mai largă a construcţiilor sudate este justificată de avantajele pe care sudarea le prezintă în comparaţie cu celelalte procedee utilizate la îmbinarea şi confecţionarea elementelor de construcţii, tabelul 3.2.

Tabelul 3.2

Avantajele construcţiilor sudate

Avantaje faţă de nituire	Avantaje faţă de turnare
Se folosesc integral secţiunile, nefiind slăbite prin găuri	Adaosurile de prelucrare sînt mai mici
Se pot executa direct, fără elemente intermediare	Se reduce grosimea materialelor deci economii de materiale
Greutatea relativă a construcţiei este mai mică, mergînd pînă la 50% din cea nituită	Economie de materiale realizată prin sudură de pînă la 40%
Operaţiile pregătitoare sînt mai simple şi mai puţin costisitoare	Se elimină modelele şi cutiile de miezuri
Se realizează o economie de manoperă, deci preţ de cost mai scăzut	Construcţiile sudate pot fi mai uşor rigidizate
O sudură bine executată asigură o mai bună etanşare	Materialele fiind mai omogene, prelucrarea pe maşini-unelte se face cu viteze de aşchiere mai mari
Se asigură o mai bună repartiţie a eforturilor	În construcţiile sudate se pot aplica în orice loc materiale rezistente la uzură, evitînd consumul acestora
Munca este mai uşoară şi mai puţin dăunătoare sănătăţii muncitorului	Se elimină rebuturile, care la turnare sînt frecvente
	Datorită greutăţii mai mici a construcţiilor sudate, se micşorează fundaţiile etc.
	Independenţă constructivă mărită
Avantajele de mai sus se exprimă în final în costul mai redus al construcţiilor sudate şi factorul economic este cel care exprimă în ultimă analiză valabilitatea unui procedeu tehnologic.	

Scanned with OKEN Scanner

Cu toate acestea sudarea prezintă și dezavantaje față de celelalte procedee tehnologice amintite, tabelul 3.3.

Tabelul 3.3

Dezavantajele îmbinărilor sudate

Nr. crt.	Dezavantajele procedeului tehnologic prin sudare
1	În sudurile executate manual, calitatea lor depinde de calificarea sudorului
2	Structura cusăturii diferă de cea a materialului de bază, luînd naștere tensiuni și deformații care pot fi atenuate prin tratamente termice sau mecanice
3	Îmbinările sudate solicitate dinamic impun o atenție deosebită cu privire la forma constructivă, la alegerea materialelor, la execuția tehnologică și la controlul sudurii
4	Controlul sudurilor este dificil și greoi
5	Prin tăierea și croirea materialelor rezultă pierderi
6	Uneori, pentru evitarea deformațiilor și pentru realizarea poziției reciproce a pieselor de îmbinat sînt necesare dispozitive de fixare și poziționare relativ complicate

Clasificarea procedeelor de sudare se face după felul energiei utilizate, conform STAS 8325-69.

Reprezentarea sudurilor se face conform STAS 735-74, care face — prin modul de reprezentare — o clasificare a sudurilor prin topire. În acest sens, în tabelul 3.4 se prezintă, în funcție de diferitele criterii de clasificare, tipuri, metode, procedee de sudură, dintre cele mai uzuale.

Tabelul 3.4

Criterii de clasificare a sudurilor și procedee de sudare

Nr. crt.	Criteriul de clasificare	Tipuri, metode, procedee etc. de sudură
1	După procedeul tehnologic de execuție a sudurii	a) prin topire
		b) prin presiune
2	După poziția pieselor de îmbinat	a) cap la cap
		b) de colț
		c) cu margini răsfrînte
3	După forma cordonului de sudură în secțiune transversală (sudură cap la cap)	a) cu margini drepte
		b) în V
		c) în Y sau U
		d) în K
		e) în X
4	Idem (în cazul sudurii de colț)	a) plană
		b) concavă
		c) convexă
5	După poziția cordonului de sudură	a) orizontală pe table orizontale
		b) verticală
		c) orizontală pe table așezate vertical
		d) peste cap

Scanned with OKEN Scanner

3.2.2. Calculul îmbinărilor sudate

Din punct de vedere teoretic, sudarea este studiată incomplet, datorită proceselor complexe care au loc în timpul sudării. S-au făcut totuşi paşi înainte în cunoaşterea particularităţilor îmbinărilor sudate pe calea experienţelor sistematice de laborator şi prin urmărirea modului cum se comportă în exploatare diferitele construcţii sudate. Pe această bază s-a stabilit că sînt cazuri în care rezistenţa cusăturilor în V şi X la oţeluri OL 37 poate atinge rezistenţa de rupere statică a metalului de bază.

Nu acelaşi lucru se poate spune despre rezistenţa la oboseală a cusăturii care este mai mică decît a metalului de bază din următoarele cauze:

— sudarea incompletă a cusăturii fie la suprafaţă, fie la rădăcină (fig. 3.17.), rezultînd efecte de concentrare;

— incluziuni de gaze, zgură, oxizi;

— arderi locale la începutul sau sfîrşitul cordonului şi la trecerile între cordon şi material.

În calculul sudurilor se utilizează metodele de calcul din Rezistenţa materialelor. Pentru a evita supradimensionările, se porneşte de la principiul de egală rezistenţă, adică îmbinările să aibă aceeaşi rezistenţă ca şi restul construcţiei.

Calculul sudurilor cap la cap (fig. 3.18)

Se vor analiza mai întîi cele două dimensiuni ale secţiunii de calcul a sudurii, l şi a.

Lungimea cordonului de sudură este l_s, determinată de lăţimea tablelor care se sudează. Datorită imperfecţiunilor cordoanelor de sudură la capete (cratere, din cauza arderilor locale) se consideră ca lungime de calcul dimensiunea

$$l = l_s - 2s, \qquad (3.27)$$

în care s-a considerat că zonele de la capetele sudurii au lungimea egală cu grosimea tablelor.

În ceea ce priveşte grosimea cusăturii, ea trebuie să fie mai mare decît grosimea s a tablelor, după cum rezultă mai jos, aplicînd principiul de egală rezistenţă a cordonului de sudură şi metalului de bază.

Pentru metalul de bază, forţa maximă ce poate fi preluată cu încărcarea din figură, este

$$F = l_s \, s \, \sigma_a. \qquad (3.28)$$

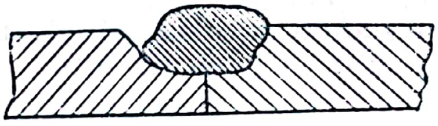


Fig. 3.17. Sudură incompletă a cusăturii

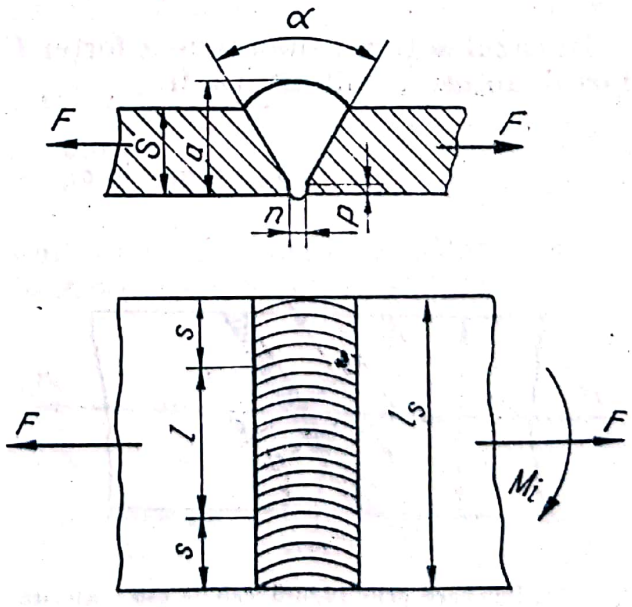


Fig. 3.18. Îmbinare prin sudură cap la cap.

Scanned with OKEN Scanner

Pentru cordonul de sudură :

$$F = l\, a\, \sigma_{as}\,; \tag{3.29}$$

$$l_s\, s\, \sigma_a = l\, a\, \sigma_{as}\,;$$

$$a = s\, \frac{l_s}{l}\, \frac{\sigma_a}{\sigma_{as}}\,. \tag{3.30}$$

Deoarece $l_s > l$ şi, după cum s-a mai spus, $\sigma_a > \sigma_{as}$, rezultă că $a > s$. Practica indică pentru a următoarele valori :

$$a = (1{,}2 - 1{,}25)\, s.$$

Rezistenţele admisibile ale cordonului, comparativ cu cele ale materialului de bază au următoarele valori :

— în cazul tracţiunii ;

$$\sigma_{as} = (0{,}6 - 0{,}9)\, \sigma_a\,;$$

— în cazul compresiunii,

$$\sigma_{as} = (0{,}75 - 1{,}0)\, \sigma_a\,.$$

Dacă sudura e solicitată de un moment încovoietor M_i (fig. 3.18) efortul unitar în cusătură este

$$\sigma_{is} = \pm \frac{M_i}{W_s} = \pm \frac{6M_i}{al^2}\,. \tag{3.31}$$

În cazul acţiunii simultane a forţei F şi a momentului încovoietor M_i, efortul unitar rezultant va fi

$$\sigma_{ir} = \sigma_{i_s} + \sigma_{i_s} = \frac{F}{al} \pm \frac{6M_i}{al^2}\,. \tag{3.32}$$

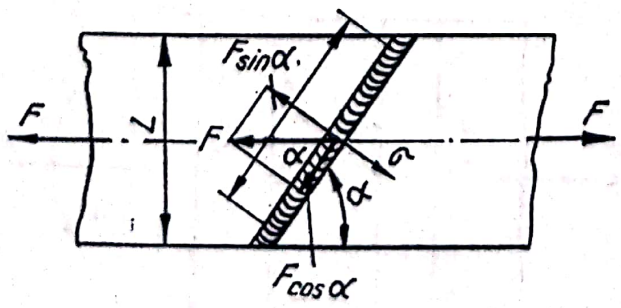


Fig. 3.19. Îmbinare prin sudură cap la cap înclinată faţă de direcţia forţei.

Dacă secţiunea este solicitată la forfecare de către o forţă F, efortul unitar este

$$\tau_s = \frac{F}{al}\,. \tag{3.33}$$

Suduri cap la cap înclinate faţă de direcţia forţei

Acest tip de suduri permite cordonului să poată prelua aceeaşi forţă maximă pe care o poate

prelua materialul de bază. De asemenea prezintă avantajul că repartizează concentratorii de tensiuni datoraţi sudurii în diferitele secţiuni transversale ale piesei.

Conform notaţiilor din figura 3.19 efortul unitar normal care solicită cordonul la tracţiune este dat de relaţia

$$\sigma_s = \frac{F \sin \alpha}{al},$$

unde $l = l_s - 2\,s$; $l_s = \frac{L}{\sin\alpha}$.

De asemenea, efortul unitar tangenţial care solicită cordonul la forfecare este dat de relaţia

$$\tau_{fs} = \frac{F\cos\alpha}{al}$$

În cazul cusăturii cap la cap, efortul unitar echivalent se determină cu ipoteza IV din Rezistenţa materialelor:

$$\sigma_{es} = \sqrt{\sigma_s^2 + 3\tau_{fs}^2} \leqslant \sigma_{as}. \qquad (3.34)$$

Calculul sudurilor de colţ cu margini suprapuse

După forma suprafeţei exterioare a sudurii se deosebesc trei forme pentru sudura de colţ: sudura plană, sudura concavă şi sudura convexă (fig. 3.20, *a*, *b*, *c*).

Dimensiunea care caracterizează rezistenţa unei suduri de colţ este înălţimea triunghiului înscris în secţiunea transversală a sudurii denumită şi grosimea nominală a sudurii de colţ (a). Mărimea ei depinde de forma suprafeţei exterioare a sudurii. Astfel se consideră pentru a următoarele valori:

- pentru sudura plană, $a = s \cos 45° = 0{,}7\ s$;
- pentru sudura concavă, $a = 0{,}5\ s$; (3.35)
- pentru sudura convexă, $a = s$.

Cînd se sudează table de grosimi diferite, în relaţiile (3.35) se va considera $s \leqslant 1{,}2\ s_{min}$, unde s_{min} este grosimea tablei mai subţiri.

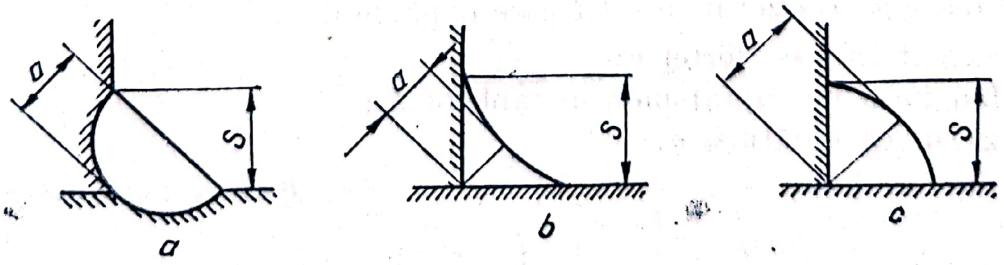


Fig. 3.20. Diferite forme de îmbinare pentru sudura de colţ.

Scanned with OKEN Scanner

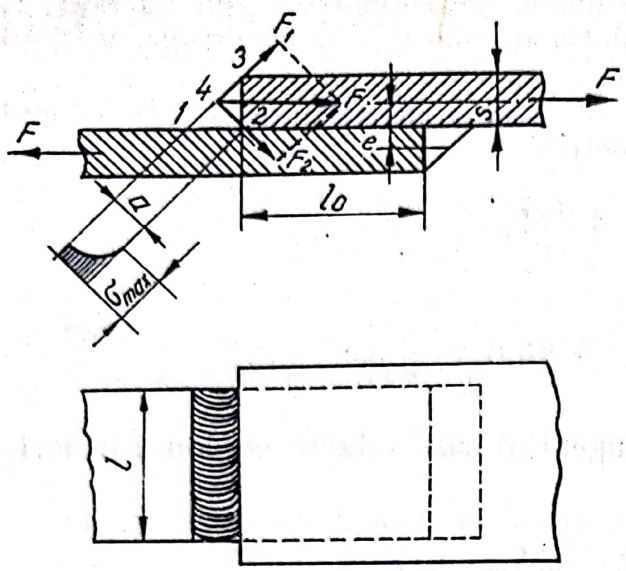


Fig. 3.21. Îmbinare prin sudură de colţ cu margini suprapuse.

Mărimea a este importantă în calculul de rezistenţă al sudurilor de colţ deoarece în planul bisector care trece prin punctele 2 şi 4 (fig. 3.21) se află secţiunea critică a sudurilor de colţ. Aceasta se justifică prin faptul că secţiunea 2—4 este supusă unei solicitări compuse : întindere, încovoiere şi forfecare şi are în acelaşi timp aria minimă (în afara sudurii convexe). Prin încercări s-a demonstrat că secţiunea 2—4 este cea critică, deoarece ruperea s-a produs întotdeauna în această secţiune.

Deoarece forţele F nu acţionează pe acelaşi suport, ia naştere un cuplu de mărime Fe, unde e este distanţa dintre fibrele medii ale celor două table. Efectul încovoierii se manifestă mai puternic cînd marginile sînt sudate numai pe o parte şi se atenuează cînd sudura este bilaterală. Acest efect depinde şi de lungimea de suprapunere a tablelor. Pentru reducerea solicitării la încovoiere e necesar ca $l_0 \geqslant 4s$, dar nu mai puţin de 40 mm.

Deoarece calculul la solicitarea compusă este relativ complicat, se face un calcul acoperitor, considerînd doar solicitarea la forfecare, care este hotărîtoare.

Pentru sudura plană unilaterală :

$$F = l\, a\, \tau_{fs} = 0{,}75\, sl\, \tau_{fs}. \tag{3.36}$$

Pentru sudura plană bilaterală ;

$$F = 2a\, l\, \tau_{fs} = 1{,}4\, s\, l\, \tau_{fs}. \tag{3.37}$$

Ca formă, relaţiile sînt valabile şi în cazul sudurilor concave sau convexe. Se va ţine seama de valorile mărimii a din aceste cazuri.

Dacă $l_0 < 4s$, trebuie ţinut seama şi de efectul de încovoiere, prin introducerea unui coeficient $k_0 < 1$ care depinde de :

— excentricitatea forţei e ;
— lungimea de suprapunere a tablelor l_0 ;
— grosimea cusăturii a,

$$k_0 = \frac{1}{1 + \left(\frac{s}{l_0 + 3a}\right)^2}. \tag{3.38}$$

Scanned with OKEN Scanner

Relaţiile de calcul vor fi în acest caz :

$$F = 0{,}7\, s\, l \tau_{fs}\, k_0 ; \tag{3.39}$$

$$F = 1{,}4\, s\, l\, \tau_{fs}\, k_0 . \tag{3.40}$$

În cazul sudurilor importante, cateta sudurii paralelă cu direcţia forţei se prelungeşte la 1,5 s, micşorîndu-se devierea liniilor de forţă, deci vîrful de solicitare de la rădăcina sudurii (fig. 3.22).

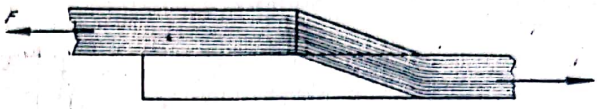


Fig. 3.22. Prelungirea catetei sudurii paralelă cu direcţia forţei pentru devierea liniilor de forţă.

Dacă cusăturile frontale de colţ sînt supuse acţiunii unui moment încovoietor (fig.3.23), efortul unitar $\sigma_i = \tau_{fs}$, va fi

$$\sigma_i = \frac{M_i}{W_s} \leqslant \tau_{a_{fs}} , \tag{3.41}$$

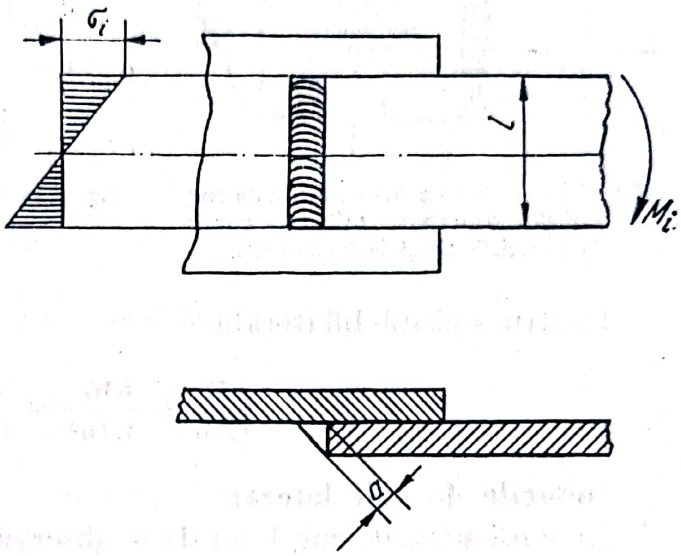


Fig. 3.23. Îmbinare prin sudură de colţ cu margini suprapuse solicitată la încovoiere.

unde $W_s = \frac{al^2}{6}$.

Pentru sudura unilaterală plană,

$$\sigma_i = \frac{6M_i}{0{,}7sl^2} \leqslant \tau_{a_{fs}} . \tag{3.42}$$

Pentru sudura bilaterală plană,

$$\sigma_i = \frac{6M_i}{1{,}4sl^2} \leqslant \tau_{a_{fs}} . \tag{3.43}$$

Dacă asupra cusăturilor acţionează simultan o forţă axială şi un moment încovoietor (fig. 3.24), efortul unitar rezultant se obţine prin însumarea eforturilor unitare datorită forţei, $\tau_{f_{sF}}$, şi momentului, $\tau_{f_{sM}}$:

$$\tau_{fs} = \tau_{fsF} + \tau_{fsM} = \frac{F}{al} + \frac{M_i}{\frac{al^2}{6}} . \tag{3.44}$$

Pentru sudura unilaterală,

$$\tau_{fs} = \frac{F}{0{,}7sl} + \frac{6M_i}{0{,}7sl^2} = \frac{1}{0{,}7sl}\left(F + \frac{6M_i}{l}\right) . \tag{3.45}$$

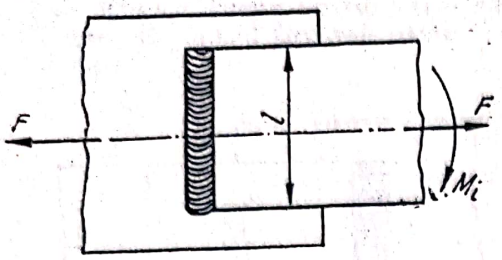


Fig. 3.24. Îmbinare prin sudură de colț cu margini suprapuse solicitată atît la forță axială cît și la încovoiere.

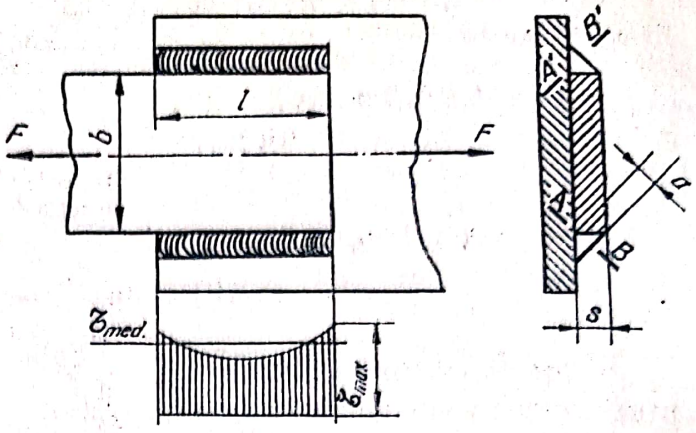


Fig. 3.25. Îmbinare prin sudură de colț laterală.

Pentru sudura bilaterală,

$$\tau_{fs} = \frac{F}{1,4sl} + \frac{6M_i}{1,4sl^2} = \frac{1}{1,4sl}\left(F + \frac{6M_i}{l}\right). \qquad (3.46)$$

Sudurile de colț laterale

La cusăturile de colț laterale se observă că efortul unitar este repartizat neuniform pe lungimea cusăturii. Vîrfurile de tensiune se află la capetele cordonului de sudură (fig. 3.25), variația efortului unitar este cu atît mai mare cu cît este mai mare lungimea cordonului. Pentru ca efortul unitar la capete să nu atingă valori periculoase, se limitează lungimea cordoanelor de sudură la $l \leqslant 50\ a$.

Eforturile unitare în table sînt de asemenea repartizate neuniform, prezentînd în dreptul coordonatelor de sudură vîrfuri, care se pot atenua printr-o formă corespunzătoare a tablelor (fig. 3.26).

Experiența a demonstrat că în cazul solicitării la tracțiune ruperea se produce prin forfecarea cordonului în planul median al secțiunii transversale (fig. 3.25 secțiunea AB). De aceea, calculul se face la forfecare, însă trebuie menționat că relațiile de calcul sînt diferite, după cum forța acționează sau nu după axa de simetrie a pieselor iar cordoanele de sudură au sau nu lungimi egale.

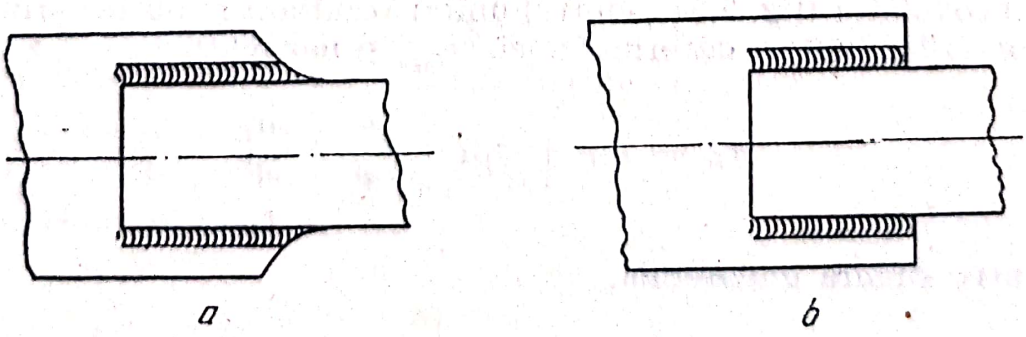


Fig. 3.26. Atenuarea eforturilor unitare într-o îmbinare sudată printr-o formă corespunzătoare a tablelor.

Scanned with OKEN Scanner

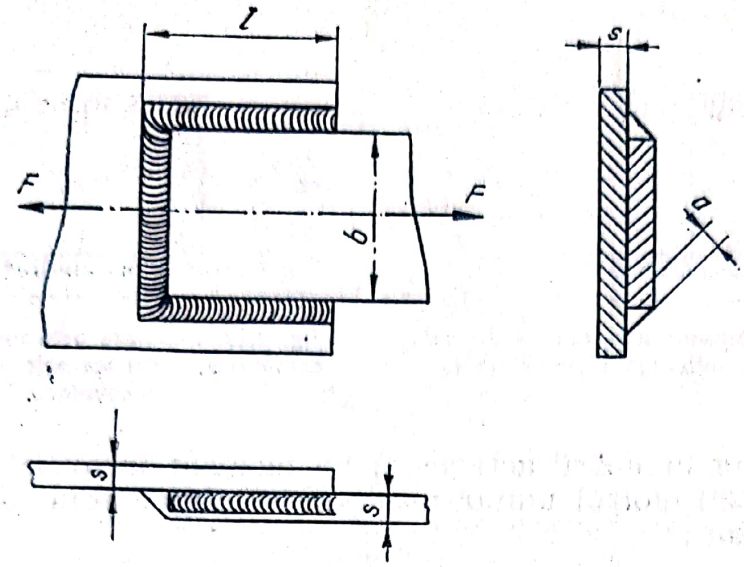


Fig. 3.27. Îmbinare prin sudură de colț combinată.

Încărcarea simetrică (fig. 3.25)

Cu notațiile din figura 3.25,

$$F = 2a\,l\,\tau_{fs}. \tag{3.47}$$

Pentru sudura plană,

$$F = 1{,}4\,s\,l\,\sigma_{fs}.$$

Sudurile de colț combinate

Se consideră mai întîi cazul cînd asupra îmbinării lucrează doar o sarcină axială (fig. 3.27). Pentru simplificarea calculului se admite că sarcina se repartizează uniform între cusăturile laterale și cea frontală, deși cusătura frontală este mai încărcată, deoarece este mai rigidă. Relația de calcul va fi

$$F = b\,a\,\tau_{fs} + 2\,l\,a\,\tau_{fs} = a(b + 2l)\,\tau_{fs}. \tag{3.48}$$

În general,

$$F = a\Sigma\,l_i\,\tau_{fs}, \tag{3.49}$$

unde $\Sigma\,l_i$ este suma lungimilor de calcul ale cordoanelor de sudură.

Dacă asupra unei suduri combinate acționează un moment încovoietor (fig. 3.28), se consideră că sudurile laterale și cea frontală lucrează independent și se efectuează calculul prin suprapunerea efectelor (relațiile 3.39 și 3.46). Astfel :

$$M_i = \tau_{fs} W_s + \tau_{fs}(b + s)\,l\,a; \tag{3.50}$$

$$\tau_{fs} = \frac{M_i}{W_s + (b + s)\,l\,a}.$$

Scanned with OKEN Scanner

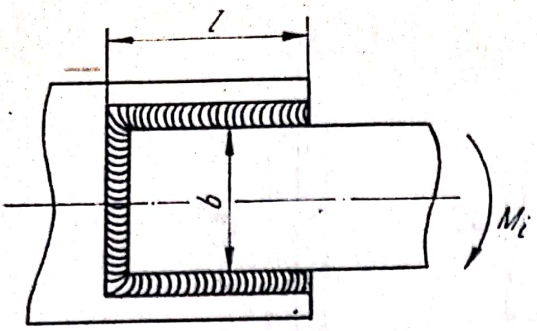


Fig. 3.28. Îmbinare prin sudură de colț combinată, solicitată la încovoiere.

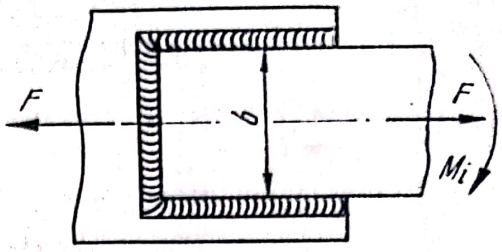


Fig. 3.29. Îmbinare prin sudură de colț combinată, solicitată atît axial cît și la încovoiere.

Dacă asupra îmbinării acționează un moment încovoietor și o forță axială (fig. 3.29) efortul unitar rezultant se obține prin metoda suprapunerii efectelor :

$$\tau = \frac{F}{a\Sigma l_i} + \frac{M_i}{W_s + (b+s)\,la}. \tag{3.51}$$

Sudurile de colț bilaterale în T (fig. 3.30)

Îmbinarea e solicitată numai la o forță F care acționează după axa stîlpului. Prin încercări s-a demonstrat că ruperea se produce de regulă în secțiunile $A'B'$ și AB înclinate la 45° față de direcția forței. La calculul acestor suduri este deci necesar să se cunoască mărimea componentelor F_1 care acționează în aceste plane și F_2 care lucrează perpendicular :

$$F_1 = \frac{F}{2\cos 45°} = \frac{F}{2\frac{\sqrt{2}}{2}} = \frac{F}{\sqrt{2}} = F_2. \tag{3.52}$$

Efortul unitar de tracțiune datorat componentei F_2 este

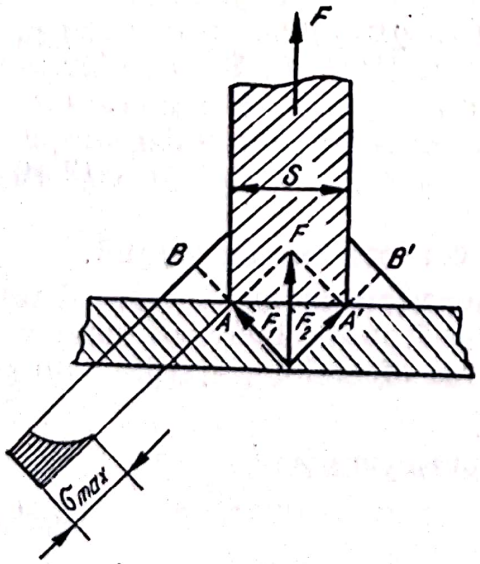


Fig. 3.30. Îmbinare prin sudură de colț bilaterală în T.

$$\sigma_s = \frac{F_2}{al} = \frac{F}{\sqrt{2}\,al}. \tag{3.53}$$

Efortul unitar tangențial, datorat componentei F_1, este

$$\tau_{fs} = \frac{F_1}{al} = \frac{F}{\sqrt{2}\,al}. \tag{3.54}$$

Conform standardelor în vigoare, verificarea cordonului de sudură se face cu relația

$$\sigma_{s_R} = \frac{1}{2}\sqrt{\sigma_s^2 + \tau_{f_s}^2} = \tag{3.55}$$

$$= \frac{1}{2}\sqrt{2\left(\frac{F}{\sqrt{2}al}\right)^2} = \frac{F}{2al} \leqslant \sigma_{as}.$$

Scanned with OKEN Scanner

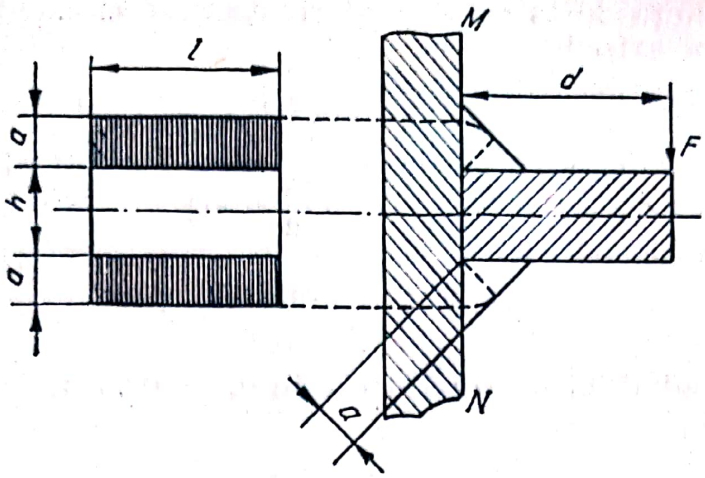


Fig. 3.31. Îmbinare prin sudură de colț bilaterală solicitată la încovoiere.

Deoarece la rădăcina cordonului există o concentrare de tensiune, se admite o rezistență admisibilă $\sigma_{as} \leqslant 0{,}65\ \sigma_a$, σ_a fiind rezistența admisibilă la tracțiune a materialului de bază.

Din condiția de egală rezistență a materialului de bază și a cordonului de sudură se poate scrie:

$$\frac{F}{2al} = 0{,}65\,\frac{F}{s\,l};$$

$$\frac{a}{s} = \frac{1}{2 \cdot 0{,}65};$$

$$a = 0{,}77\ s. \tag{3.56}$$

Dacă asupra îmbinării acționează o forță perpendiculară pe axa stîlpului, trebuie să se țină seama de momentul încovoietor (fig. 3.31).

Efortul unitar din cusătură este dat de relația

$$\sigma_{ts} = \frac{M_t}{W_s},$$

unde W_s este modulul de rezistență al cordonului. Se ia cel corespunzător secțiunii periculoase, rabătută în planul MN,

$$W_s = \frac{I_t - I_g}{e_{max}},$$

unde:

I_t — momentul de inerție total al secțiunii grinzii, inclusiv al sudurii;
I_g — momentul de inerție al secțiunii grinzii;

Scanned with OKEN Scanner

e_{max} — distanța de la centrul de greutate al secțiunii totale pînă la fibra extremă.

$$W_s = \frac{I_t - I_g}{e_{max}} = \frac{\frac{l(h+2a)^3}{12} - \frac{lh^3}{12}}{\frac{h}{2} + a} = \frac{I_s}{e_{max}};$$

$$W_s = \frac{l\,[(h+2a)^3 - h^3]}{6(h+2a)}. \qquad (3.57)$$

Rezistența admisibilă a cusăturii este $\sigma_{as} = 0{,}65\ \sigma_a = \tau_s$.
Se poate scrie:

$$\tau_{s_M} = \frac{M_i}{W_s} = \frac{M_i}{I_s} e_{max};$$

$$M_i = F\,d;$$

$$\tau_{s_M} = \frac{6\,Fd\,(h+2a)}{l\,[(h+2a)^3 - h^3]}. \qquad (3.58)$$

Cordonul va fi solicitat și la forfecare datorită forței tăietoare:

$$\tau_{s_F} = \frac{3}{2}\frac{F}{al} = \frac{3}{2}\frac{F}{0{,}7sl}. \qquad (3.59)$$

Efortul unitar rezultant este

$$\tau_{s_{tot}} = \sqrt{\tau_{s_M}^2 + \tau_{s_F}^2} \leqslant \tau_{as}. \qquad (3.60)$$

Îmbinări cu suduri de colț solicitate la răsucire

Se consideră îmbinarea din figura 3.32, solicitată la torsiune. În practică se poate întîlni acest caz de solicitare la diferitele roți fixate prin sudură, la sudarea flanșelor pe arbori etc.

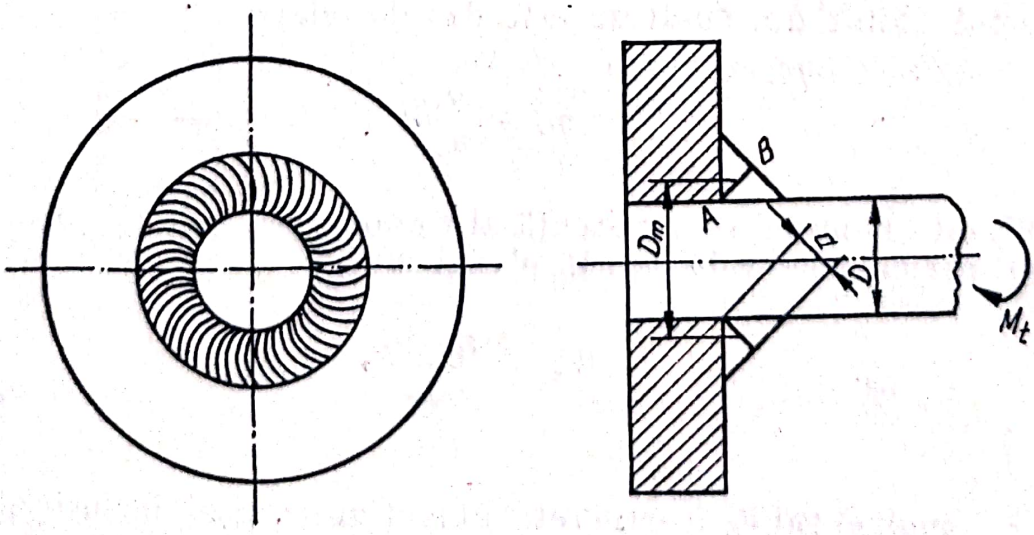


Fig. 3.32. Îmbinare prin sudură de colț solicitată la răsucire.

Scanned with OKEN Scanner

Calculul se face la forfecare. Secţiunea de forfecare este cea de diametru D_m şi lăţimea a.

Diametrul mediu este $D_m = D + 2\frac{a}{2}\cos 45° = D + 0{,}7\,a$,

unde D este diametrul arborelui.

Aria secţiunii : $A_s = \pi\,(D + 0{,}7a)\,a$.

Cunoscînd momentul de torsiune M_t, forţa care solicită secţiunea este

$$F = \frac{M_t}{\frac{D_m}{2}} = \frac{2M_t}{D + 0{,}7\,a}.$$

Efortul unitar va fi

$$\tau_{fs} = \frac{F}{A_s} = \frac{2M_t}{\pi\,(D + 0{,}7a)\,a\,(D + 0{,}7a)},$$

$$\tau_{fs} = \frac{2M_t}{\pi a\,(D + 0{,}7a)^2} \leqslant \tau_{af_s}. \qquad (3.61)$$

Sudura în construcţia cazanelor sub presiune şi a rezervoarelor

În construcţia de recipiente şi cazane sub presiune se utilizează în majoritatea cazurilor suduri cap la cap, în X şi V, cu completare la rădăcină.

În cazul cînd cazanul e construit din mai multe virole, se recomandă a se evita ca secţiunile longitudinale sudate să se găsească pe aceeaşi generatoare a cazanului (fig. 3.33). Pentru sudarea fundului către partea cilindrică a cazanului se recomandă sudura cap la cap (fig. 3.34).

Pentru montarea armăturilor, vizitarea cazanului etc., se execută diferite orificii în cazan, care trebuie prevăzute cu inele de consolidare (fig. 3.35 *a*, *b*).

Cordoanele de sudură ale recipienţilor care lucrează la presiuni şi temperaturi ridicate se supun unui tratament de recoacere.

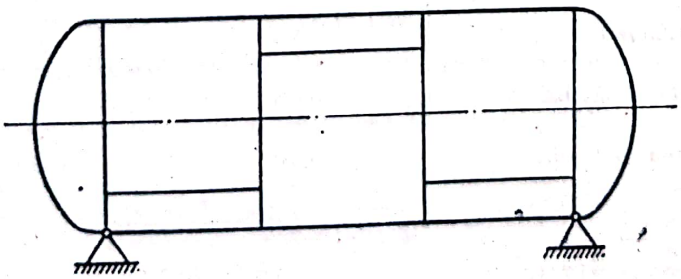


Fig. 3.33. Cazan (rezervor) sudat.

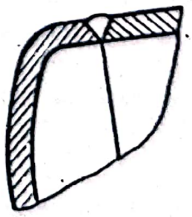


Fig. 3.34. Sudură cap la cap în V utilizată la cazan.

Scanned with OKEN Scanner

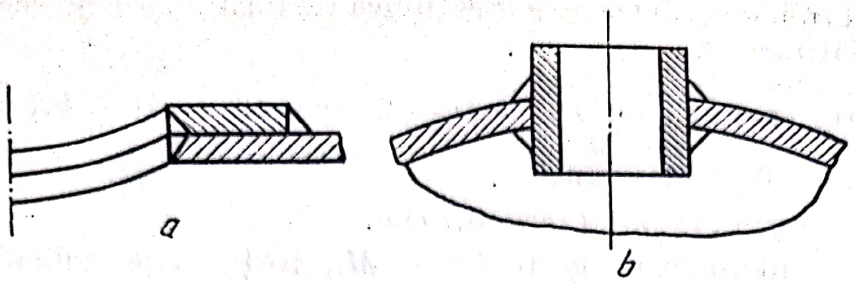


Fig. 3.35. Orificii de vizitare în cazan prevăzute cu inele de consolidare.

Relaţii de calcul

— *Grosimea peretelui recipientului*

Relaţia este aceeaşi cu cea de la recipientele nituite :

$$s = \frac{pD}{2\varphi\sigma_{at}} + a \text{ [cm]},$$

unde :

p este presiunea fluidului [daN/cm²];

D — diametrul interior al recipientului [cm];

φ — coeficientul de calitate a sudurii;

σ_{at} — rezistenţa admisibilă la întindere a materialului virolei [daN/cm²];

a — adaos de grosime ce ţine seama de coroziunea recipientului [cm].

Pentru φ se admit valori între 0,7 şi 1, după felul îmbinării sudate (tabelul 3.5).

Tabelul 3.5

Valori pentru coeficientul φ în funcţie de felul îmbinării şi de solicitare

Felul îmbinării	Valoarea coeficientului φ pentru solicitarea la :	
	Tracţiune	Compresiune
Cap la cap, completată la rădăcină	0,85	1,0
Cap la cap, fără completare la rădăcină	0,65	0,80
Cap la cap, cu eclisă pe partea rădăcinii	0,80	0,90
	Forfecare	
Sudura de colţ, prin suprapunere, pe o parte	0,7	
Sudura de colţ, prin suprapunere, bilaterală	0,8	

Scanned with OKEN Scanner

Rezistența admisibilă se alege în mod diferit, după regimul de lucru al recipientului. Astfel:

— pentru $t \leqslant 250°C$ și $p \leqslant 15$ kgf/cm²,

$$\sigma_{at} = \frac{\sigma_r}{c_r} \tag{3.62}$$

unde:

σ_r este rezistența la rupere a materialului;

c_r — coeficientul de siguranță; se admite $c_r = 4{,}25$;

— pentru $250°C \leqslant t \leqslant 350°C$ și $p > 15$ kgf/cm², se alege pentru rezistența admisibilă valoarea minimă obținută din relațiile

$$\sigma_{a1} = \frac{\sigma_r}{c'_r} \text{ și } \sigma_{a2} = \frac{\sigma^t_c}{c^t_c}$$

unde:

σ_r este rezistența de rupere la temperatura normală;

σ^t_c — limita de curgere a materialului virolelor la temperatura de regim.

Pentru coeficienții de siguranță c'_r și c^t_c se admite:

$$c'_r = 4{,}35\,;\ c^t_c = 2.$$

La temperaturi mai mari de 350° se consideră ca rezistență critică limita de fluaj.

Adaosul de coroziune este $a = 0{,}1$ cm, la tablele cu grosime mai mică de 30 mm. La table mai groase, $a = 0{,}05$ cm. Dacă recipientul conține fluide agresive din punct de vedere chimic, valoarea lui a poate fi mărită pînă la 20% din grosimea tablei.

— *Verificarea cusăturilor*

Cusăturile longitudinale (fig. 3.36) se verifică cu relația

$$\sigma_{t_s} = \frac{pD}{2(s-a)} \leqslant \sigma_{as}, \tag{3.63}$$

valabilă pentru sudurile cap la cap utilizate mai frecvent, unde:

a este adaosul de coroziune;

s — grosimea tablei.

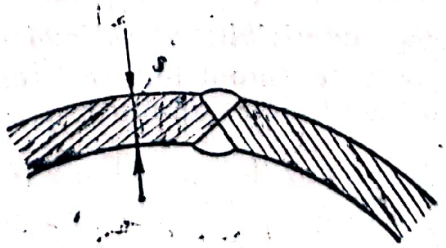


Fig. 3.36. Îmbinare prin sudură cap la cap în X utilizată la cazan.

— *Cusăturile transversale*

De regulă acestea nu se mai verifică, deoarece secțiunea periculoasă este după generatoarea recipientului. Totuși, în cazul recipientilor așezati orizontal pe reazeme (fig. 3.33), se verifică și cusăturile transversale ținînd seama și de solicitarea la încovoiere.

Efortul unitar datorat presiunii de regim este

$$\sigma_{t_s} = \frac{pD}{4(s-a)}, \tag{3.64}$$

Efortul unitar datorat încovoierii,

$$\sigma_{i_s} = \frac{M_i}{I_s} e_{max}, \tag{3.65}$$

unde:

$$I_s = \frac{\pi}{64}[(D+2s)^4 - D^4]; \tag{3.66}$$

$$e_{max} = \frac{D+2s}{2}; \tag{3.67}$$

$$M_i = \frac{qL^2}{8}; \tag{3.68}$$

unde:

q este forța pe metru liniar de cazan.

Efortul unitar rezultant se obține prin însumarea celor două eforturi unitare:

$$\sigma_s = \frac{pD}{6(s-a)} + \frac{M_i}{I_s} e_{max} \leqslant \sigma_{as}. \tag{3.69}$$

— *Determinarea rezistențelor admisibile la îmbinările sudate*

Rezistența admisibilă a cusăturilor se indică în fracțiuni din rezistența admisibilă a materialului de bază. Factorii care determină mărimea rezistenței admisibile sînt:

1. Calitatea materialului de bază;
2. Calitatea electrodului;
3. Condițiile în care s-a efectuat sudarea;
4. Procedeul de sudare;
5. Felul cusăturii;
6. Tratamentul aplicat cusăturii după sudare;
7. Rigurozitatea controlului;
8. Natura sarcinii (statică, pulsatorie, alternant simetrică).

— *Rezistența admisibilă la solicitări statice*

Calculul se face înmulțind rezistența admisibilă a materialului de bază σ_a cu un coeficient subunitar φ, numit *coeficient de calitate*:

$$\sigma_{as} = \varphi \sigma_a;$$

$$\tau_{as} = \varphi \sigma_a$$

Valorile pentru σ_{as} și τ_{as} sînt date în tabelul 3.6.

Scanned with OKEN Scanner

La îmbinarea pieselor din oţeluri de calitate diferită se va lua în considerare rezistenţa admisibilă cea mai mică.

La sudurile de plafon (peste cap), se reduce rezistenţa admisibilă cu 25%.

Tabelul 3.6

Valori pentru rezistenţa admisibilă în funcţie de felul sudurii şi de felul solicitării

Felul sudurii	Solicitări	Rezistenţa admisibilă	
		Suduri executate în atelier	Suduri executate pe şantier
Sudură cap la cap	Compresiune	0,95 σ_a	0,85 σ_a
	Întindere	0,85 σ_a	0,75 σ_a
Sudură de colţ	Forfecare	0,65 σ_a	0,55 σ_a
	Toate solicitările	0,65 σ_a	0,55 σ_a

— *Rezistenţa admisibilă la solicitări variabile*

Rezistenţa la oboseală a îmbinărilor sudate este mult mai redusă decît cea a metalului de bază. Factorul care are cea mai mare influenţă asupra rezistenţei la oboseală a îmbinării sudate este tipul îmbinării. La sudurile cap la cap şi în K distribuţia eforturilor unitare este relativ uniformă. La sudurile de colţ apare (după cum s-a arătat anterior) o distribuţie neuniformă a eforturilor unitare, cu vîrfuri de tensiune la rădăcină ceea ce micşorează rezistenţa la oboseală a îmbinării. În cazul solicitărilor variabile mai intervine un factor care influenţează valoarea rezistenţei admisibile, în afara celor enunţaţi, coeficientul de asimetrie a ciclului

$$R = \frac{\sigma_{min}}{\sigma_{max}} = \frac{F_{min}}{F_{max}}.$$

Rezistenţa admisibilă a sudurii la solicitarea variabilă se determină cu relaţiile :

$$\sigma_{asR} = \varphi\gamma\sigma_{at}\,; \tag{3.70}$$

$$\tau_{asR} = \varphi\gamma\tau_{at}, \tag{3.71}$$

unde :

φ este coeficientul de calitate a sudurii la solicitări statice;

γ — coeficientul de reducere a valorii rezistenţei admisibile;

σ_{at} — rezistenţa admisibilă la tracţiune la solicitări statice.

Scanned with OKEN Scanner

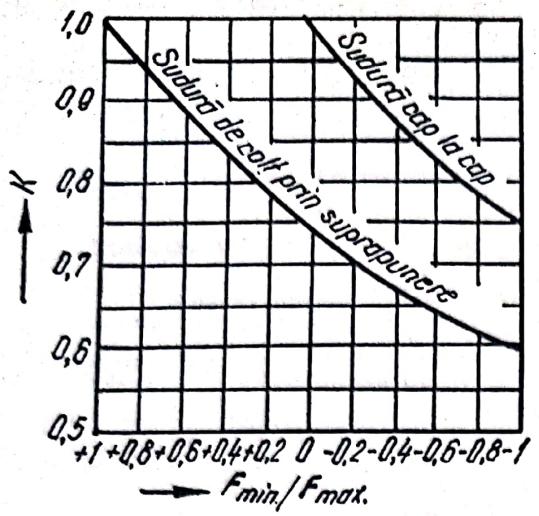


Fig. 3.37. Diagrama variației coeficientului de reducere K în funcție de coeficientul de asimetrie R.

Pentru coeficientul γ se indică următoarele valori:

a) *pentru sudura cap la cap*:

— dacă sarcina e variabilă, dar nu schimbă de semn,

$$\gamma = 1$$

— dacă sarcina e variabilă și schimbă de semn,

$$\gamma = \frac{1}{1 - \frac{1}{3}\frac{F_{min}}{F_{max}}}. \qquad (3.72)$$

b) *pentru sudura de colț*, indiferent de semnul lui R,

$$\gamma = \frac{1}{\frac{4}{3} - \frac{1}{3}\frac{F_{min}}{F_{max}}}, \qquad (3.73)$$

Pentru determinarea coeficientului de reducere se poate utiliza o diagramă (fig. 3.37). Diagrama reprezintă variația coeficientului de reducere în funcție de coeficientul de asimetrie R.

Diagrama confirmă faptul că sudurile de colț au o rezistență admisibilă mai mică decît sudurile cap la cap, pentru același coeficient de asimetrie.

3.2.3. Elemente constructive. Principii de proiectare rațională a organelor de mașini sudate

Datorită particularităților acestui procedeu tehnologic, principiile de proiectare a construcțiilor, pentru executarea lor prin alte procedee (ex. nituire) nu se pot extinde și în cazul sudării. În cele ce urmează se prezintă o serie de principii care stau la baza proiectării diferitelor construcții sudate:

a) Asigurarea continuității fluxului liniilor de forță prin alegerea unei forme adecvate a pieselor.

b) Mărirea rigidității construcțiilor sudate prin micșorarea lungimilor libere ale elementelor (aplicarea nervurilor, construcții celulare) sau prin utilizarea pieselor de grosimi mai mari.

c) Executarea construcțiilor din profile, țevi, tabliere pline sau în cheson, în funcție de scopul și solicitarea lor.

Scanned with OKEN Scanner

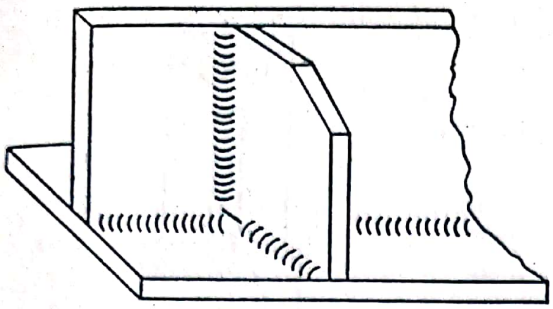


Fig. 3.38. Construcție sudată la care se întrerupe cusătura în punctul de încrucișare.

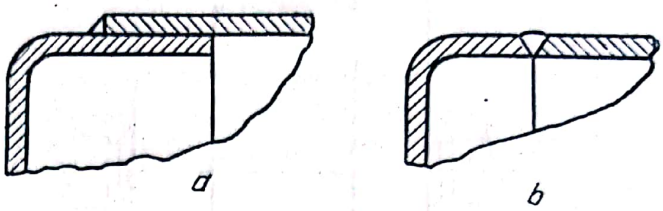


Fig. 3.39. Metodă de îmbinare a capacului de cazan cu partea cilindrică : construcția „*a*" greșită; construcția „*b*" corectă (s-a scos cusătura din zona de colț a cazanului).

d) Micșorarea tensiunilor datorate contracțiilor și efectului de crestătură prin următoarele soluții :

— evitarea încrucișării cordoanelor (fig. 3.38) ;

— aplicarea cusăturilor lungi și subțiri (în limitele recomandate) în locul celor scurte și groase, fiind mai elastice și mai economice la aceeași capacitate de rezistență ;

— sudurile să nu fie plasate în zonele cu solicitări mari sau în zonele care prezintă un concentrator ; astfel în construcția de recipienți sub presiune, cusătura de îmbinare a fundului cu partea cilindrică să fie scoasă din zona de colț a recipientului (fig. 3.39) ;

— succesiunea corespunzătoare a aplicării cordoanelor de sudură ;

— la sudarea tablelor cu grosimi diferite, grosimea cordonului să se determine în funcție de tabla mai subțire.

e) Realizarea construcțiilor simetrice, pentru ca tensiunile remanente să fie minime. De asemenea se vor evita construcțiile sudate complicate.

f) Utilizarea posibilităților de a aplica un anumit metal numai în porțiunile unde acesta e necesar (de pildă aplicarea în anumite porțiuni a unor metale rezistente la uzură).

g) Grosimea cordoanelor de sudură, în cazul cînd există sarcini exterioare, să nu fie mai mică decît 4 mm.

h) Construcția sudată să fie asamblată din părți componente cît mai mari, pentru micșorarea numărului de cordoane.

Exemple constructive de îmbinări sudate

În construcția de mașini există elemente realizate aproape exclusiv prin sudură. Se pot astfel enumera : recipienți, ferme, grinzi, stîlpi, boghiuri, șasiuri. De asemenea, o serie de organe de mașini se execută azi și prin sudură, în paralel cu celelalte procedee.

În cele ce urmează se dau cîteva exemple de organe de mașini realizate prin sudură :

a) Sudarea arborilor cotiți (fig. 3.40). Permite ca fusurile *1* să fie din oțel crom nichel iar brațele *2* din oțel carbon.

Scanned with OKEN Scanner

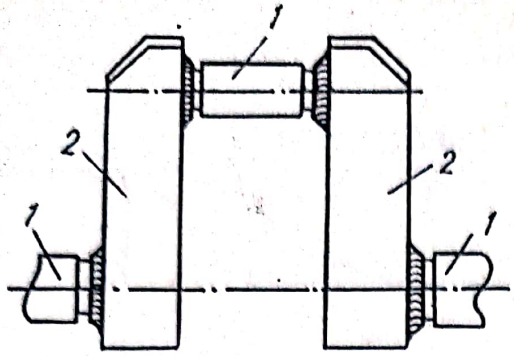


Fig. 3.40. Arbore cotit sudat : 1) fus palier și fus maneton ; 2) brațe.

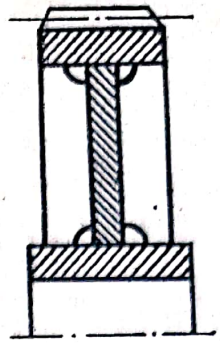


Fig. 3.41. Roată dințată sudată.

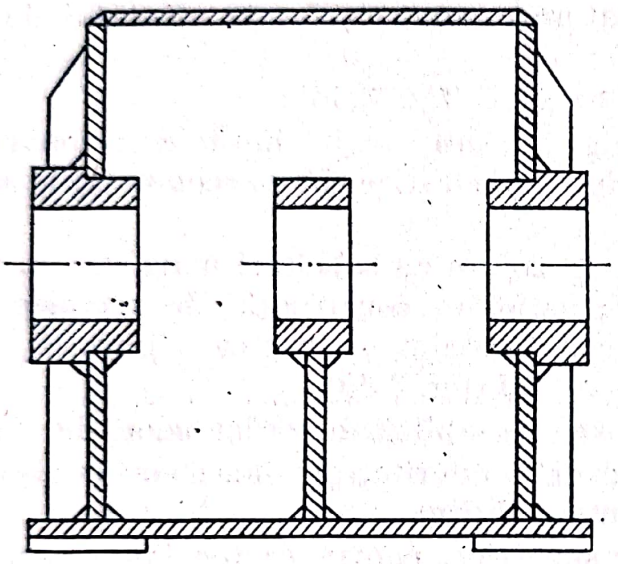


Fig. 3.42. Carcasă de reductor sudată.

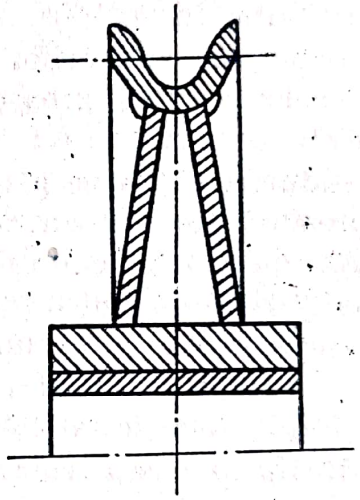


Fig. 3.43. Roată de cablu sudată.

c) Roți dințate (fig. 3.41). Se sudează din următoarele elemente : butucul (forjat, turnat, laminat), obada (forjată, turnată, vălțuită), elemente de legătură (discuri, spițe).

d) Carcasele reductoarelor (fig. 3.42).

e) Roți de cablu (fig. 3.43).

f) Corpuri sau capace de lagăre.

Construcții sudate realizate în țara noastră

În țara noastră sudura a capătat o mare dezvoltare, existînd construcții sudate care reprezintă modele de aplicare a principiilor acestui procedeu tehnologic. Se pot menționa o serie de utilaje și instalații realizate prin sudură în țară : construcții metalice la furnale, vagoane de cale ferată, cargouri de diferite tonaje, mașini agregat, scheletul autobuzelor și troleibuzelor, coșuri metalice, cazane și recipiente de diferite capacități etc.

Scanned with OKEN Scanner

3.3. ÎMBINĂRI PRIN LIPIRE ŞI ÎMBINĂRI CU ADEZIVI

3.3.1. Îmbinările prin lipire metalică

Lipirea este un procedeu de îmbinare a pieselor metalice cu ajutorul unui aliaj în stare topită, diferit de materialul pieselor de îmbinat. Temperatura de topire a aliajului de lipit trebuie să fie mai mică decît a materialului pieselor de îmbinat.

Lipiturile metalice se clasifică după temperatura de topire şi rezistenţa mecanică a materialului de adaos în:

a) lipituri metalice moi;

b) lipituri metalice tari (brazuri).

Lipiturile metalice moi se caracterizează printr-o rezistenţă mecanică redusă şi temperatura de topire a materialului de adaos sub 400°C. De aceea se utilizează numai în scopuri de etanşare sau la lipire a pieselor solicitate de sarcini mici: vase alimentare, aparatură sanitară, contacte electrice etc.

Lipiturile metalice tari se caracterizează prin temperatura de topire a materialului de adaos peste 500°C şi rezistenţă mecanică mai ridicată. De aceea se pot utiliza la lipirea pieselor care prezintă importanţă într-un anumit ansamblu putînd înlocui sudura: cadrul bicicletelor şi motocicletelor, lipirea plăcuţelor din carburi metalice la sculele aşchietoare, lipirea pieselor care trebuie să transmită momente de torsiune etc.

Pentru realizarea lipiturilor moi se utilizează mai frecvent aliajele cu staniu şi plumb. Ele conţin în mod obişnuit 20—30% staniu. Aliajele cu 20% staniu au punctul de topire 266°C şi se utilizează la lipirea plumbului, oţelului, alamei şi cuprului. Aliajele cu 90% staniu se topesc la 219°C şi se utilizează la lipituri speciale, aparate sanitare, cutii de conserve etc. Aliajele de lipit sînt în formă de vergele, conform STAS 96-73.

Lipiturile tari se realizează în general cu aliaje de cupru cu zinc (alame de lipit), cu sau fără adaosuri de alte metale, conform STAS 204-68. Temperatura de topire a alamelor de lipit este cuprinsă între 820 ... 900°C.

Alamele de lipit se obţin sub formă de grăunţi, sîrmă sau vergele (STAS 294-70).

Conţinutul de cupru este de 58 ... 62%, în funcţie de calitatea alamei. Fără adaosuri de alte metale, alamele de lipit se utilizează la lipirea oţelurilor, iar cu adaos de siliciu sau de staniu, se pot utiliza la lipirea fontelor. Pentru lipirea fontelor se utilizează mai frecvent aliajul monel.

Indicaţii tehnologice

Înainte de executarea propriu-zisă a îmbinării, piesele trebuie pregătite. Pregătirea lor pentru lipire constă în curăţirea mecanică, degresarea şi decaparea suprafeţelor de îmbinare. Suprafeţele trebuie să rezulte curate şi netede.

După pregătirea pieselor se trece la lipirea propriu-zisă care se execută prin mai multe metode, în funcţie de procedeul de încălzire a pieselor care se lipesc, după tabelul 3.7.

Scanned with OKEN Scanner

Tabelul 3.7

Metode de lipire şi domenii de aplicare

Modul de executare	Caracterizare	Domeniu de aplicare
Lipire cu ciocanul de lipit	Se execută cu ciocanul de lipit, din cupru, încălzit peste temperatura de topire a aliajului folosit	Numai pentru lipitura moale, în cazul fabricaţiei cu bucata. La contactele electrice, în cazul fabricaţiei în masă
Lipire cu flacără	Încălzirea se face cu flacăra unei lămpi de lipit sau cu flacăra oxiacetilenică	Lipitura moale şi cea tare, în cazul fabricaţiei în masă
Lipire prin cufundare	Se cufundă porţiunile de lipit în baia de metal sau aliaj de lipit, topit. Pot fi folosite şi băi de săruri, cu temperatura necesară, în care caz metalul sau aliajul de lipit se aplică în prealabil pe piese	Lipitura moale şi cea tare, în cazul fabricaţiei cu bucata
Lipire prin încălzire în cuptor	După aplicarea metalului sau a aliajului de lipit, piesele sînt trecute printr-un cuptor cu circulaţie continuă şi atmosfera protectoare de gaz	La fel ca la punctul precedent
Lipire prin inducţie	Locul de lipit este încălzit pe cale electrică printr-o bobină de inducţie	În cazul producţiei pe bandă

3.3.2. Îmbinări cu adezivi sintetici
Caracterizare şi domeniu de aplicare

Îmbinarea cu adezivi este o metodă de îmbinare a pieselor la rece sau la cald, cu sau fără presiune, cu ajutorul unui adeziv. Elementele care compun o îmbinare cu adezivi sînt date în figura 3.44.

Lipirea cu adezivi s-a generalizat datorită avantajelor mari pe care le prezintă, avînd în acelaşi timp şi cîteva dezavantaje (tab. 3.8).

Utilizarea adezivilor cuprinde majoritatea domeniilor activităţii productive. Astfel ei se folosesc cu mult succes în industria lemnului (unde compensează proprietăţile anizotropice ale lemnului), în construcţii, în industria maselor plastice, în ceramică, industria sticlei etc. În industria constructoare de maşini şi-au găsit o largă utilizare la construcţii auto, material rulant, construcţii navale, construcţia de avioane etc.

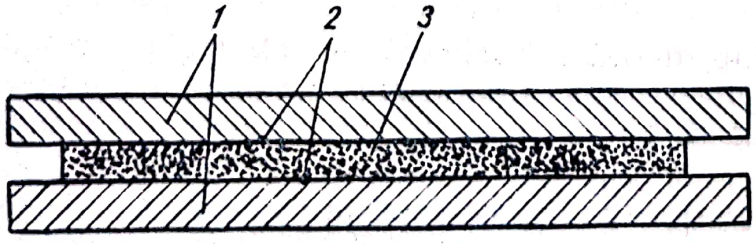


Fig. 3.44. Îmbinare cu adezivi ; 1. suport : 2. interfeţe ; 3. adeziv.

Scanned with OKEN Scanner

Tabelul 3.8

Avantajele şi dezavantajele lipirii cu adezivi

Avantajele lipirii cu adezivi	Dezavantajele lipirii cu adezivi
Permite lipirea materialelor de natură diferită	Îmbinările nu rezistă la temperaturi mai mari decît 220 °C
Micşorează greutatea construcţiei	În cazul defecţiunilor, reparaţiile se execută mai greu
Permite realizarea unor forme constructive foarte variate (construcţii în fagure, construcţii stratificate etc.), uşurînd concomitent munca de proiectare	Controlul este distructiv
Măreşte rezistenţa la oboseală a construcţiei prin înlăturarea unor concentratori de tensiuni	
Adezivul preia tensiunile termice ce se nasc la îmbinarea materialelor cu coeficienţi de dilatare diferiţi şi asigură etanşeitatea	
La îmbinarea metalelor dispare posibilitatea formării tensiunilor interne, a modificărilor de structură, deoarece îmbinarea se realizează la temperaturi sub 250 °C	
Scurtează ciclul de fabricaţie	
Preţ de cost mai redus	

Componenţa adezivilor sintetici

Adezivii sintetici sînt substanţe organice, avînd drept elemente componente principale liantul (constituit din răşini) şi întăritorul (pe bază de polimerizatori), la care se adaugă plastifianţi, solvenţi şi ingredienţi. Polimerizatorii şi adaosurile determină proprietăţile fizico-mecanice ale adezivului.

Pentru a putea fi utilizaţi într-o măsură cît mai mare, adezivii trebuie să îndeplinească o serie de condiţii (tabelul 3.9).

Tabelul 3.9

Condiţii impuse adezivilor

Nr. crt.	Condiţii de îndeplinit ale adezivilor
1	Să li se poată aplica un procedeu de lipire cît mai simplu
2	Să rezulte o îmbinare cu rezistenţă mecanică ridicată
3	Să aibă stabilitate termică şi chimică
4	Să aibă o dilataţie termică mică
5	Să se întărească la temperatura ambiantă fără presare
6	Să se poată depozita un timp îndelungat fără a-şi pierde proprietăţile
7	Să lipească materialele cele mai diferite
8	Să nu fie toxic
9	Să nu fie inflamabil

Scanned with OKEN Scanner

Actualmente au fost elaborați adezivi care se conformează unora din condițiile de mai sus. În tabelul 3.10 se dau cîțiva adezivi mai utilizați, cu rezistențele admisibile la întindere și forfecare precum și materialele la lipirea cărora se utilizează.

Tabelul 3.10

Rezistențele admisibile pentru diferite îmbinări cu adezivi [142]

Denumirea adezivului	Materialul lipit	Rezistența admisibilă la întindere, în daN/cm², pentru temperaturile		Rezistența admisibilă la forfecare în daN/cm², pentru temperaturile	
		20°C	200°C	20°C	200°C
Elastomer fenolic A	Aluminiu	240	—	115	15,5
Elastomer fenolic B	Aluminiu	49	—	110	42
Elastomer fenolic B	Oțel aliat	—	—	175	—
Elastomer fenolic C	Aluminiu	—	—	125	2,8
Elastomer fenolic D	Aluminiu	—	—	160	29
Elastomer fenolic E	Aluminiu	—	—	235	42
Elastomer fenolic F	Aluminiu	—	—	320	31
Elastomer fenolic F	Oțel	—	—	185	42
Elastomer fenolic G	Aluminiu	—	—	42	—
Elastomer fenolic G	Oțel aliat	—	—	77	—
Fenolic A	Aluminiu	230	—	61	24
Fenolic B	Oțel	280	4,2	—	—
Fenolic B	Aluminiu	—	—	61	26
Fenolic C	Oțel	240	1,4	—	—
Fenolic C	Aluminiu	—	—	45	15,5
Fenolic D	Oțel	17	11	—	—
Fenolic D	Aluminiu	—	—	31	16,5
Fenolic E	Oțel	95	5,5	—	—
Fenolic E	Aluminiu	—	—	48	42
Fenolic F	Oțel	160	3,5	—	—
Fenolic F	Aluminiu	—	—	62	70
Fenolic G	Aluminiu	—	—	12,5	8,4
Polivinil-butiral A	Aluminiu	470	—	—	—
Fenolic A-butiral A	Aluminiu	280	—	—	—
Acetat de polivinil	Aluminiu	270	—	—	—
Epoxid A	Aluminiu	135	—	—	—
Epoxid B	Aluminiu	220	—	—	—
Epoxid C	Aluminiu	160	—	—	—
Poliester A	Aluminiu	—	—	78	13,5
Poliester B	Aluminiu	—	—	120	16,5
Poliester C	Aluminiu	—	—	154	9,9
Alchid A	Oțel	84	—	—	—
Alchid B	Oțel	12,5	—	—	—
Alchid C	Oțel	220	25	—	—
Alchid D	Oțel	57	—	—	—
Epoxid D	Aliaje cu Al	620	—	—	—
Epoxidic A	Aliaj cu Al	—	—	570	285

Procesul fizico-chimic al încleierii

Realizarea îmbinării se face prin introducerea adezivului între suprafețe; acesta acoperă neregularitățile, înlătură impuritățile din zona de contact și aderă puternic la cele două suprafețe, iar prin solidificarea lui ia naștere îmbinarea adezivă, asigurîndu-se rezistența mecanică respectivă.

Scanned with OKEN Scanner

Solidificarea adezivului se poate face pe mai multe căi:

a) *Prin răcire*; în acest caz mărimea rezistenţei lipiturii depinde de raportul între viteza de formare a germenilor de cristalizare şi viteza de creştere a cristalelor. Cînd viteza de formare a germenilor este mai mare ca viteza de creştere a cristalelor, rezistenţa lipiturii este mai mare.

b) *Prin pierderea dizolvantului*; acest fenomen se produce fie prin evaporare, fie în urma difuziunii prin suporturi.

c) *În urma unor reacţii chimice.*

Tehnologia încleierii

Realizarea unei îmbinări adezive presupune respectarea unei tehnologii specifice. Etapele care trebuie parcurse sînt următoarele:

a) *Pregătirea suprafeţelor*

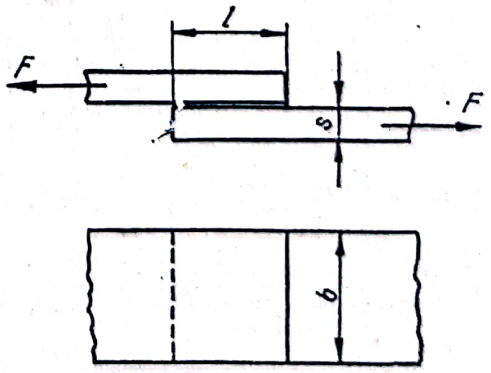
Aceasta este o condiţie de obţinere a unor lipituri rezistente, uniforme şi impermeabile. De aceea interfeţele trebuie să fie netede şi perfect curate. Pregătirea suprafeţelor se poate face prin metode mecanice (perii de sîrmă, discuri abrazive, şabloane) sau chimice (reactivi organici sau anorganici: etanol, acetonă, acid sulfuric, clorhidric etc.).

2) *Aplicarea adezivului pe suprafeţele de îmbinare*

După pregătirea lor, suprafeţele trebuie protejate de umiditate, impurităţi, vapori de diferite substanţe, prin aplicarea adezivului. Dacă nu e posibilă aplicarea imediată a adezivului, suprafeţele trebuie grunduite, urmînd ca adezivul să se aplice peste grundul protector. La aplicarea adezivului trebuie să se ţină seama de grosimea peliculei de adeziv deoarece s-a constatat că rezistenţa îmbinării este mai mare la peliculele mai subţiri. Bineînţeles, trebuie respectată o anumită limită de subţiere a peliculei de adeziv. Metoda de aplicare a adezivului depinde de starea de livrare a lui (pulbere, pastă, soluţie de solvent volatil etc.). În functie de tipul de adeziv, suprafeţele se aduc în contact imediat după aplicarea adezivului sau numai după uscarea lui parţială.

3) *Menţinerea sub presiune la temperatura şi durata prescrisă*

În funcţie de adezivii utilizaţi, temperaturile şi presiunile la care se realizează îmbinarea, precum şi durata de menţinere, diferă mult de la caz la caz. Astfel temperaturile pot varia între 20°C şi 240°C, iar presiunile între 0,5—40 daN/cm². Duratele de menţinere variază între 10 minute şi 50 ore.



3.45. Îmbinare cu adezivi solicitată la sarcina de serviciu F.

4) *Răcirea şi curăţirea îmbinării*

5) *Controlul îmbinării*

Pentru îmbinări importante, controlul este distructiv. Rezultatele controlului trebuie să se încadreze în anumite condiţii de recepţie (tabelul 3.11).

Scanned with OKEN Scanner

Tabelul 3.11

Condiții de recepție pentru lipituri cu adezivi

Felul încercării	Temperaturile de încercare °C	Tensiunea minimă $\frac{daN}{cm^2}$	Modul de aplicare a sarcinii
Forfecare	22.....25	175	42.....49 $\frac{daN}{cm^2 \text{ min}}$
	81.....83	87,5	
	−54.....−57	175	
Forfecare *	22.....25	140	
Oboseală	22.....25	45,4	max. 3 600 $\frac{\text{cicluri}}{\text{min}}$
	−54.....−57	45,5	
Încovoiere	22.....25	67,5	

* Încercarea se execută după menținerea epruvetelor 30 de zile în apă sărată, sau 7 zile în etilenglicol, în lichid antigel, în lichid pentru instalații hidraulice sau în hidrocarburi.

3.3.3. Elemente de calcul și considerații asupra rezistenței îmbinărilor încleiate

Elemente de calcul

Calculul pornește de la premisa că în îmbinare se produce, datorită adezivului, o concentrare de tensiuni, exprimată printr-un *coeficient de concentrare a tensiunilor* (tabelul 3.12).

Tabelul 3.12

Elemente de calcul ale îmbinărilor cu adezivi

Relații de calcul	Denumirea mărimilor de calcul	Concluzii
$n = \frac{\tau_{max}}{\tau_{med}} = \frac{1}{K} \text{ arc tg } \frac{1}{K}$	n — coeficientul de concentrare a tensiunilor;	Raportul $\frac{1}{K}$ scade cu creșterea lui l și deci scade n, tinzînd la limită către 1, fapt care se poate interpreta că se micșorează concentratorul de tensiuni din îmbinare, crescînd rezistența ei la rupere. Se poate calcula coeficientul de concentrare a tensiunilor
$\frac{1}{K} = \sqrt{\frac{\Delta}{W}}$	τ_{max} — efortul unitar maxim din îmbinare;	
	τ_{med} — efortul unitar mediu din îmbinare;	
$\Delta = \frac{Gl^2}{E_2 s_2 g}$	G — modul de elasticitate transversal al adezivului;	
$W = \frac{E_1 s_1 + E_2 s_2}{E_1 s_1}$	l — lungimea de suprapunere a pieselor de îmbinat;	
	E_1, E_2 — modulele de elasticitate ale materialelor pieselor de îmbinat;	
Pentru $s_1 = s_2 = s$ și $E_1 = E_2 = E$: $\frac{1}{K} = l\sqrt{\frac{G}{2Esg}}$	s_1, s_2 — grosimile pieselor de îmbinat;	
	g — grosimea peliculei de adeziv.	

Scanned with OKEN Scanner

Tabelul 3.12 (continuare)

Relații de calcul	Denumirea mărimilor de calcul	Concluzii
Dimensionarea sau verificarea îmbinării din figura 3.45		
$F = F_{med}\, A = \frac{\tau_{max}}{n} lb$	F — forța din îmbinare A — secțiunea lb	Pentru dimensiuni date, se poate verifica sau dimensiona îmbinarea
$\tau_{max} \leqslant \tau_a$	τ_a — rezistența admisibilă	

Calitatea unei îmbinări poate fi apreciată cu ajutorul unei mărimi numită *coeficient de îmbinare*, a cărui valoare este exprimată de raportul $\frac{\sqrt{s}}{l}$. El este dat în nomograme și caracterizează un anumit adeziv. S-a stabilit o dependență între mărimea coeficientului de îmbinare și valoarea efortului unitar de rupere la forfecare a îmbinării, dată prin relația

$$\tau_{rf} = \alpha \log \lambda \frac{\sqrt{s}}{l}, \qquad (3.74)$$

unde α și λ sînt coeficienți care depind de adezivul utilizat, iar s și l au semnificația din tabelul 3.12. Trebuie menționat faptul că valorile determinate practic pentru α și λ sînt valabile numai pentru condițiile de temperatură și adezivul considerat, neputîndu-se generaliza pentru alți adezivi sau alte temperaturi. S-au stabilit grafice în care este reprezentată dependența $\tau_{rf} = f\left(\frac{\sqrt{s}}{l}\right)$. În figura 3.46 se dau rezultatele determinărilor efectuate la 25°C (curba *1*) și 260°C (curba *2*) la o anumită îmbinare.

Din acest grafic se poate desprinde următoarea concluzie: pentru o anumită grosime a pieselor de îmbinat, rezistența specifică de rupere la forfecare crește pe măsură ce lungimea de suprapunere scade.

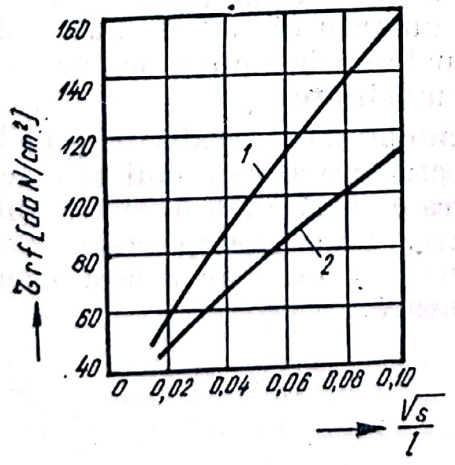


Fig. 3.46. Diagrama τ_{rf} funcție de coeficientul de îmbinare $\frac{\sqrt{s}}{l}$.

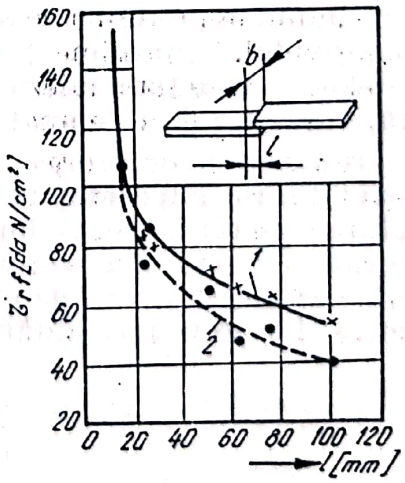


Fig. 3.47. Diagrama τ_{rf} funcție de lungimea de suprapunere l.

Scanned with OKEN Scanner

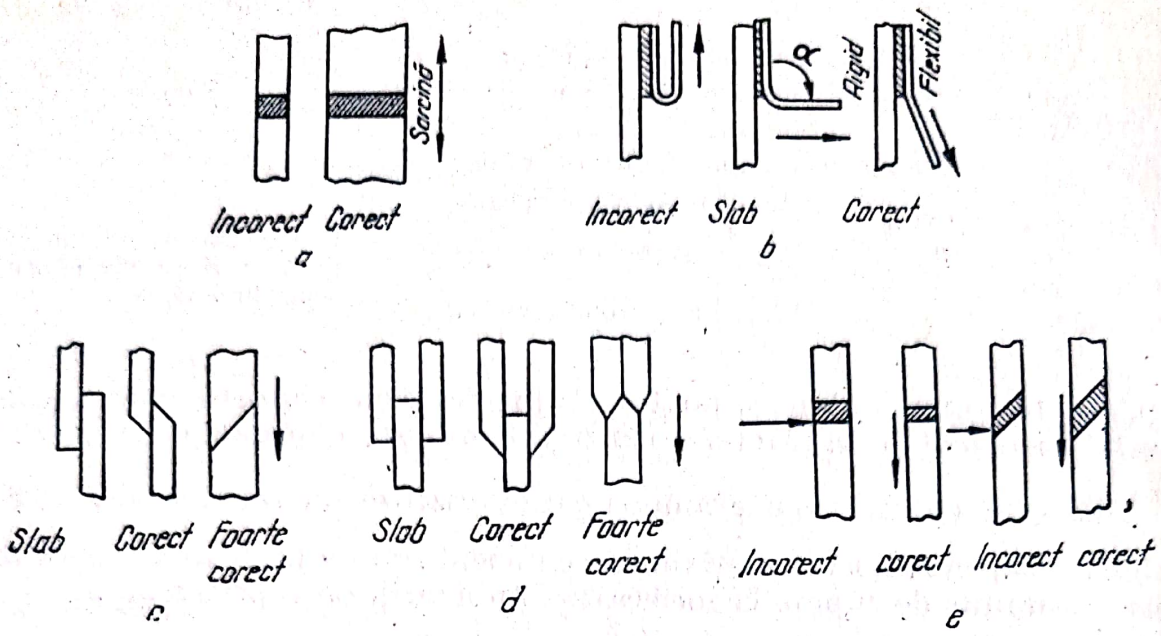


Fig. 3.48. Diferite metode de îmbinări cu adezivi

În figura 3.47 se poate urmări dependența $\tau_{rf} = f(l)$. Curbele au fost ridicate prin încercări la 25°C (curba *1*), și 260°C (curba *2*), ele confirmînd concluziile de mai sus.

Pentru îmbinările prin suprapunere se recomandă următoarele valori ale lungimii de suprapunere :

— la îmbinarea prin suprapunere directă, $l = 15\ s$;

— la îmbinarea platbandelor prin suprapunere cu profile T sau I, $l = 25\ s$.

Considerații asupra rezistenței îmbinărilor cu adezivi

Rezistența îmbinării, obținută prin solidificarea adezivului, nu este doar expresia forțelor de atracție intermoleculare. Ea este influențată de o serie de factori, aceștia fiind : pregătirea suprafețelor, natura suprafețelor de îmbinare, forma constructivă a acestor suprafețe, tipul și compoziția adezivului, grosimea peliculei, îmbătrînirea adezivului, udarea suprafețelor, contracția adezivului în timpul întăririi, presiunea de contact aplicată, variațiile de temperatură și de umiditate.

La presiunea unor organe, subansambluri etc., realizate prin lipire cu adezivi, un rol important în buna funcționare a organului sau subansamblului respectiv îl are, pe lîngă alegerea corectă a adezivului, stabilirea unei forme constructive corespunzătoare. Spre exemplificare se dau în figura 3.48 cîteva cazuri de îmbinări cu adezivi în care se face o comparație între diferitele posibilități de îmbinare.

Scanned with OKEN Scanner

4

ASAMBLĂRI DEMONTABILE

4.1. ASAMBLĂRI PRIN PENE

4.1.1. Caracterizare, clasificări de bază

Penele sînt organe de îmbinare demontabile, care îmbină sau reglează poziţia a două piese prin efectul înclinării feţelor care preiau încărcarea. Prezintă avantajul realizării unor asamblări simple şi ieftine, cu montare şi demontare rapidă. Produc însă slăbirea organelor de îmbinare, prin introducerea unor concentratori de tensiuni mari.

Penele se împart în 2 grupe mari:

a) *Pene transversale*, caracterizate prin montarea lor perpendiculară pe direcţia sarcinii.

b) *Pene longitudinale*, care se montează paralel cu axa geometrică a pieselor de îmbinat.

4.1.2. Penele transversale

4.1.2.1. Clasificare, utilizare, materiale

Clasificarea se dă în tabelul 4.1. În figurile 4.1 — 4.7 se redau cîteva exemple de utilizare şi forma acestor pene.

Datorită faptului că sînt supuse la solicitări mari de încovoiere şi presiune de contact, penele se execută din OLC 45 sau OL 50, OL 60, OL 70.

Scanned with OKEN Scanner

Tabelul 4.1

Clasificarea penelor

Criteriul de clasificare	Denumirea	Observaţii
Scop	Pene de fixare	Îmbinarea a 2 tiranţi (fig. 4.1), a tijei cu capul de cruce (fig. 4.2.), volant din două bucăţi (fig. 4.3)
	Pene de reglare	figura 4.4
	Pene de siguranţă	figura 4.5
Formă	Cu o faţă înclinată	figura 4.6, *a*
	Cu două feţe înclinate	figura 4.6, *b*
	Cu secţiunea rotunjită	figura 4.6, *c*
	Cu secţiunea dreptunghiulară	figura 4.6, *d*
Mod de utilizare	Fără prestrîngere	figura 4.1 (utilizate pentru forţe constante)
	Cu prestrîngere	figura 4.7

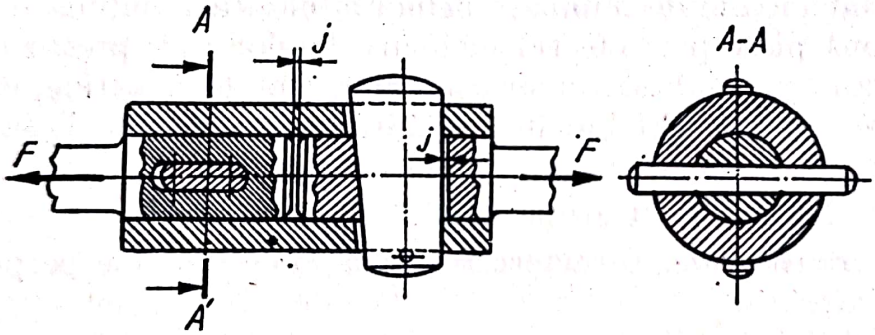


Fig. 4.1. Asamblare fără prestrîngere : *j* — jocul.

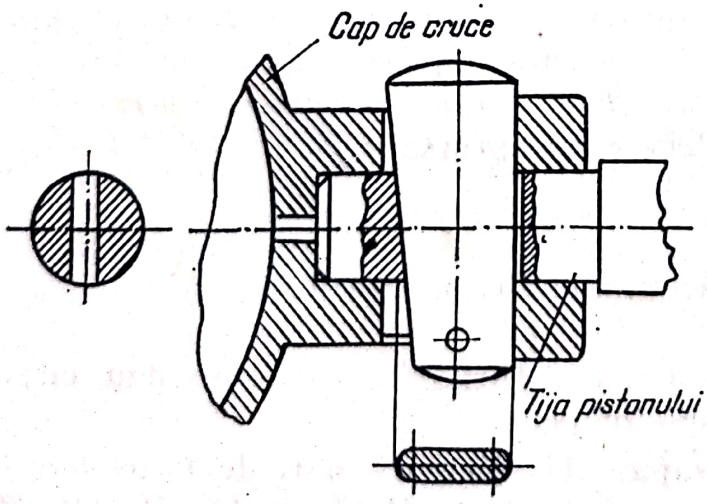


Fig. 4.2. Asamblare cu prestrîngere.

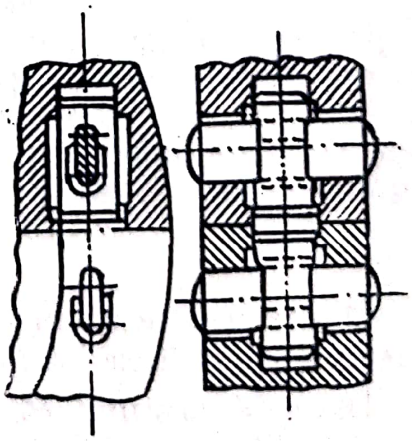


Fig. 4.3. Asamblarea unui volant din două bucăţi.

Scanned with OKEN Scanner

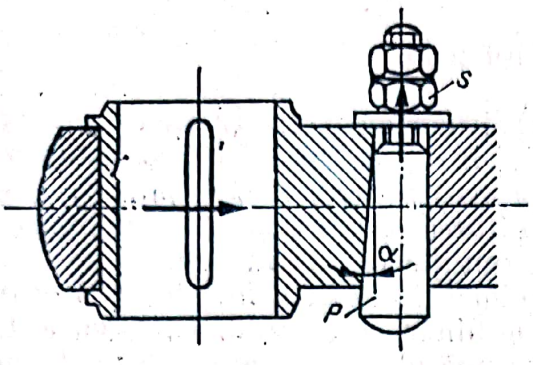
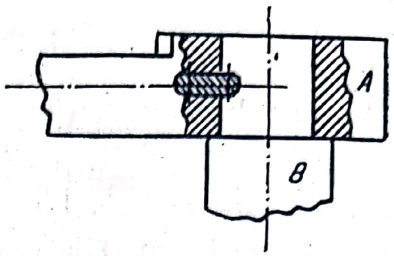


Fig. 4.4. Pană de reglare (p).



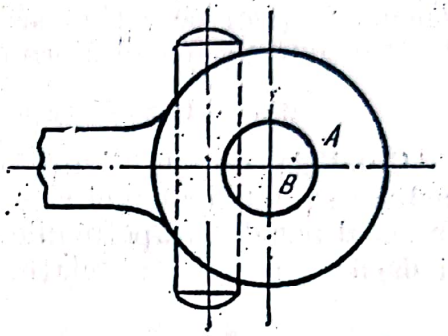


Fig. 4.5. Pană de siguranță.

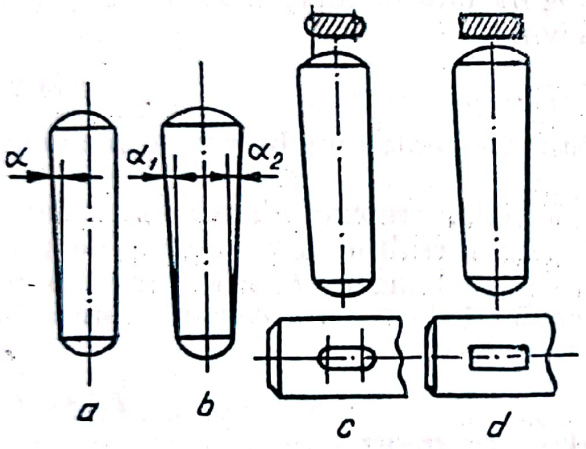


Fig. 4.6. Forma penelor transversale: a — pană cu o față înclinată; b — cu două fețe înclinate; c — cu secțiunea rotunjită; d — cu secțiunea dreptunghiulară.

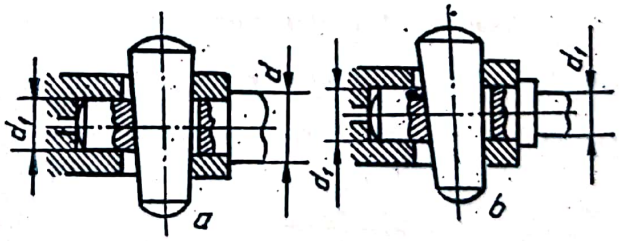
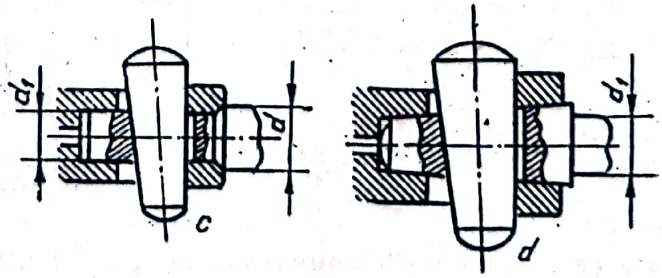


Fig. 4.7. Soluții pentru realizarea prestrîngerii.



Scanned with OKEN Scanner

4.1.2.2. Consideraţii teoretice

Pentru buna funcţionare a asamblărilor cu pene transversale este necesar ca acestea să se menţină în îmbinare în timpul exploatării, deci trebuie asigurată autofixarea (autofrînarea) penelor în locaşul lor. Acest lucru se asigură constructiv prin limitarea unghiurilor de înclinare a feţelor penei la valorile rezultate din condiţia de autofixare.

Prin neglijarea acţiunii componentelor orizontale a forţelor de frecare, schema forţelor ce acţionează asupra îmbinării este aceea din figura 4.8.

Din condiţia de echilibru a forţelor după direcţia axei penei se obţine :

$$\operatorname{tg}\alpha_1 + \operatorname{tg}\alpha_2 \leqslant \operatorname{tg}\rho_1 + \operatorname{tg}\rho_2, \text{ sau } (\alpha_1 + \alpha_2) \leqslant (\rho_1 + \rho_2). \qquad (4.1)$$

Condiţia de autofixare este îndeplinită cînd suma unghiurilor de înclinare a feţelor penei este mai mică decît suma unghiurilor de frecare. În cazul penelor trapezoidale (cu o singură faţă înclinată), $\alpha_1 = \alpha$; $\alpha_2 = 0$ şi dacă $\rho_1 = \rho_2 = \rho$ relaţia (4.1) devine

$$\alpha \leqslant 2\rho. \qquad (4.2)$$

În tabelul 4.2 se dau valori recomandate pentru unghiurile de înclinare a penelor.

La asamblările cu prestrîngere iniţială, trebuie determinată forţa de introducere a penei (F'), necesară pentru realizarea unei forţe de prestrîngere iniţială F_0 (fig. 4.9). Forţa de prestrîngere F_0 este proiecţia pe orizontală a rezultantei forţelor normale şi de frecare ce iau naştere la introducerea forţată a penei.

Tabelul 4.2

Unghiuri de înclinare ale penelor

Felul penei şi locul utilizării	tg α
Pene de fixare cu demontări dese	1/20
Pene de fixare cu demontări rare	1/100—1/50
Pene de reglare din capul bielelor	1/10 —1/5
Pene de reglare cu autofixare, supuse la şocuri	1/100—1/50

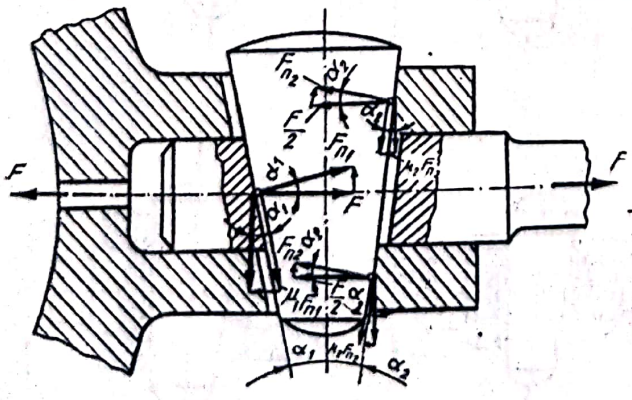


Fig. 4.8. Forţele într-o îmbinare fără prestrîngere.

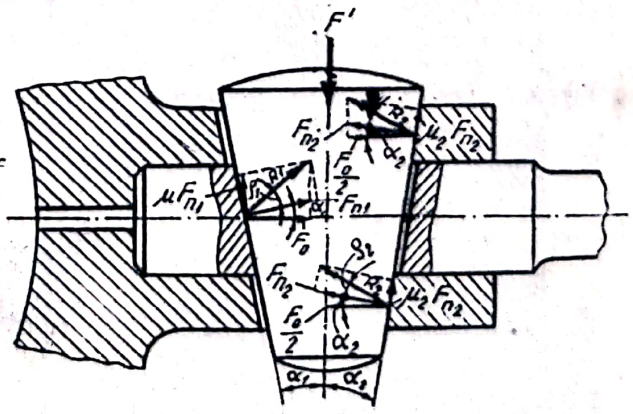


Fig. 4.9. Forţele într-o îmbinare cu prestrîngere.

Scanned with OKEN Scanner

Din condiția de echilibru al forțelor pe direcția axei longitudinale a penei (fig. 4.9) rezultă

$$F' = F_0[\mathrm{tg}(\alpha_1 + \rho_1) + \mathrm{tg}(\alpha_2 + \rho_2)], \tag{4.3}$$

iar pentru penele trapez dreptunghic ($\alpha_1 = \alpha$; $\alpha_2 = 0$; $\rho_1 = \rho_2 = \rho$), relația (4.3) devine

$$F' = F_0[\mathrm{tg}(\alpha + \rho) + \mathrm{tg}\rho]. \tag{4.4}$$

Asamblările cu prestrîngere se utilizează la îmbinări supuse la sarcini variabile, pentru evitarea apariției jocurilor și a deteriorării asamblării.

4.1.3. Penele longitudinale

4.1.3.1. Caracterizare, clasificare și domeniul de utilizare

Penele longitudinale se caracterizează prin faptul că se montează paralel cu axa pieselor de îmbinat. Se utilizează la asamblarea a două piese coaxiale, pentru a transmite momente și mișcări de rotație de la o piesă la alta. De exemplu, se folosesc la montarea diferitelor roți, volanți, tamburi etc., pe arbori. Penele longitudinale pot realiza îmbinări fixe sau ghidate (mobile). Forma de bază a acestor pene este prezentată în figura 4.10.

Penele longitudinale pot fi cu nas (fig. 4.10, *a*), sau fără nas (fig. 4.10, *b*); unele sînt prevăzute cu o față înclinată (de obicei 1 : 100) și se montează într-un locaș prelucrat în butuc și în arbore, iar uneori numai în butuc.

În tabelul 4.3. sînt prevăzute principalele tipuri de pene și îmbinări cu pene longitudinale, conform STAS 430-74.

— *Penele înclinate obișnuite* au fața dinspre butuc înclinată. Sub acțiunea forței de introducere, pana va strînge radial arborele și butucul (fig. 4.11).

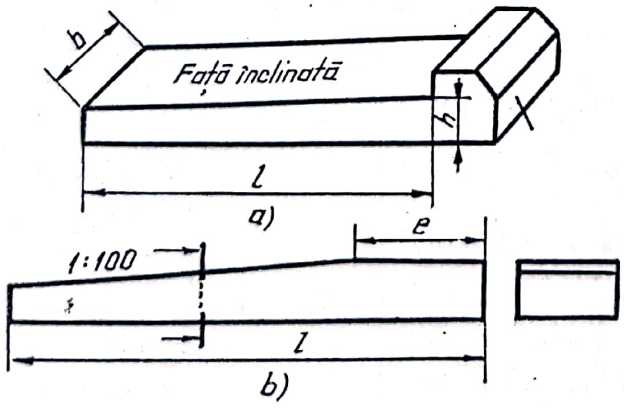


Fig. 4.10. Forma de bază a penelor longitudinale.

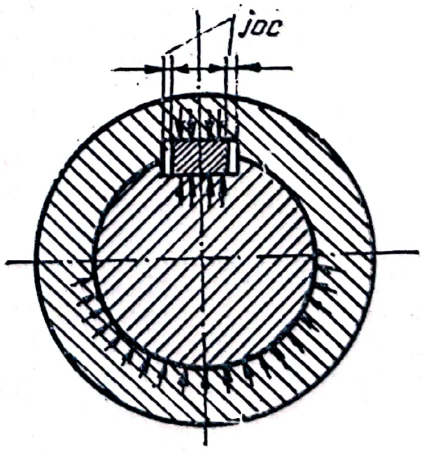


Fig. 4.11. Montarea penelor înclinate obișnuit.

Tabelul 4.3

Îmbinări prin diferite tipuri de pene

Îmbinare prin pană		Pana				
Tip	STAS	Tip		Denumirea	STAS	Obs.
1	2	3	4	5	6	7
Îmbinări prin strîngere	1007-71	Pene înclinate obișnuite	Fără nas	Pană înclinată A	1008-71	Cu capete rotunde
				Pană înclinată B		Cu capete drepte
				Pană înclinată C		Cu un capăt rotund
			Cu nas	Pană înclinată cu nas	1009-71	
	9235-73	Pene înclinate subțiri	Fără nas	Pană înclinată subțire A	431-73	Cu capete rotunde
				Pană înclinată subțire B		Cu capete drepte
				Pană înclinată subțire C		Cu un capăt rotund
			Cu nas	Pană înclinată subțire cu nas	432-73	
	9234-73	Pene înclinate concave	Fără nas	Pană înclinată concavă A	433-73	Cu capete rotunde
				Pană înclinată concavă B		Cu capete drepte
				Pană înclinată concavă C		Cu un capăt rotund
			Cu nas	Pană înclinată concavă cu nas	434-73	
	1010-74 1011-74	Pene tangențiale	pentru solicitări constante	Pană tangențială	1010-74 1011-74	
			pentru solicitări variabile			
Îmbinări fără strîngere	1004-71	Pene paralele	Obișnuite	Pană paralelă A	1005-71	Cu capete rotunde
				Pană paralelă B		Cu capete drepte
				Pană paralelă C		Cu un capăt rotund
	9502-74		Subțiri	Pană paralelă subțire A	9501-74	Cu capete rotunde
				Pană paralelă subțire B		Cu capete drepte
				Pană paralelă subțire C		Cu un capăt rotund
	1012-72	Pene disc		Pană disc	1012-72	

Scanned with OKEN Scanner

Acestea prezintă siguranţă în exploatare, pot transmite momente mari, însă produc ovalizări, dezaxări şi introduc concentratori de tensiuni mari. La rîndul lor, penele înclinate obişnuite pot fi cu capetele rotunde (*A*) sau drepte (*B*) (fig. 4.12), sau cu un capăt rotund şi unul drept. De asemenea, există pene înclinate cu nas (fig. 4.13). Pana cu nas se utilizează cînd accesul pentru montare şi demontare este posibil pe o singură parte.

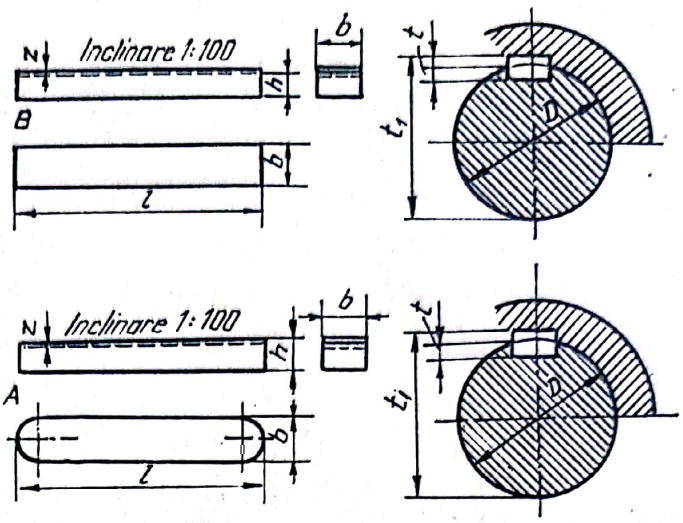


Fig. 4.12. Pene înclinate obişnuite, de forma *A* şi *B*.

— *Penele înclinate subţiri* (fig. 4.14) transmit momente mai mici decît cele înclinate obişnuite, datorită faptului că se înlocuieşte canalul de pană din arbore cu o teşitură. Prezintă însă avantajul unui concentrator de tensiune mai mic. Se folosesc pentru diametre pînă la 230 mm.

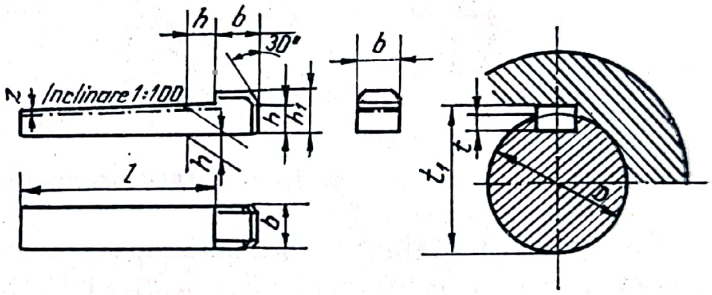


Fig. 4.13. Pană înclinată obişnuită cu nas.

— *Penele înclinate concave* (fig. 4.15) sînt îngropate numai în butuc, deci nu produc slăbirea arborelui. Transmit momente mici şi se utilizează pentru diametre pînă la 150 mm.

— *Penele tangenţiale* (fig. 4.16) se montează perechi — pană şi contra pană — înclinarea fiind dată suprafeţelor de contact dintre cele două pene, care bătute una contra celeilalte, produc o puternică apăsare tangenţială. Aceste pene pot transmite momente foarte mari.

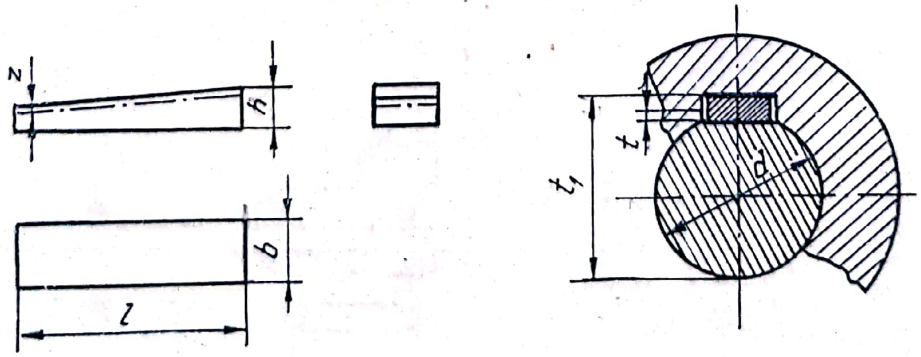


Fig. 4.14. Pană înclinată subţire.

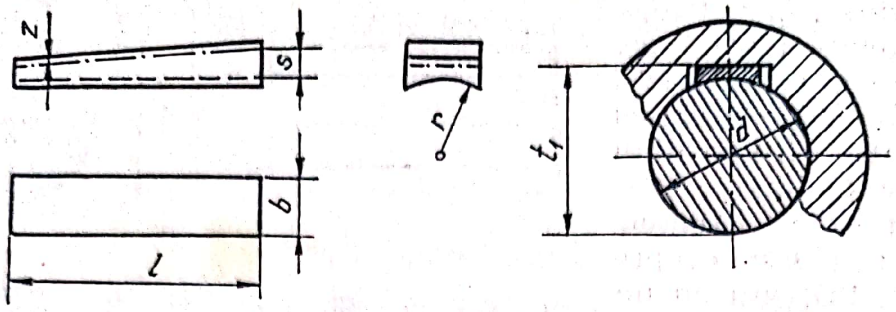


Fig. 4.15. Pană înclinată concavă.

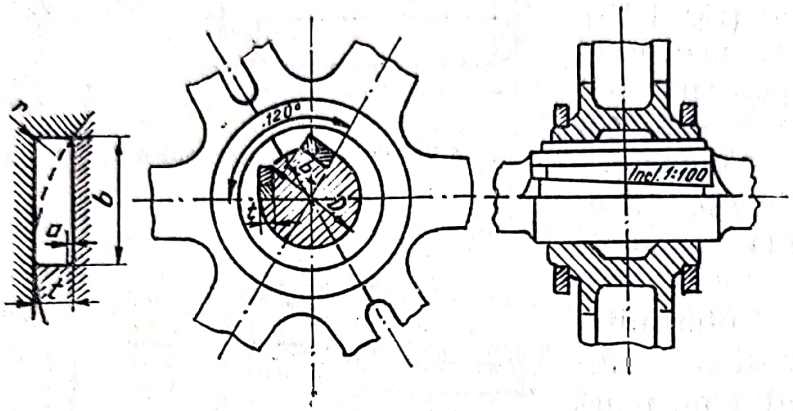


Fig. 4.16. Pene tangențiale.

Montarea unei singure perechi de pene tangențiale nu asigură transmiterea mișcării în ambele sensuri, întrucît la un anumit sens de rotație, îmbinarea slăbește. Montarea a două perechi de pene tangențiale, decalate la 120° sau la 180°, elimină acest neajuns, putîndu-se transmite și sarcini cu șocuri. Între laturile canalului de pană și diametrul arborelui, există relația

$$b = \sqrt{t(d - t)}.$$

— *Penele paralele* au forma paralelipipedică și se montează întotdeauna cu joc radial (fig. 4.17); de aceea, aceste pene realizează asamblări fără strîngere. Au avantajul că nu produc dezaxări și permit deplasarea roții pe arbore. Cînd deplasarea axială este mare se folosesc pene paralele mobile prevăzute cu un călcîi cilindric (fig. 4.18).

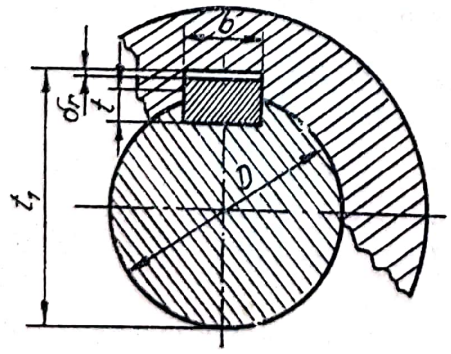


Fig. 4.17. Montarea penelor paralele.

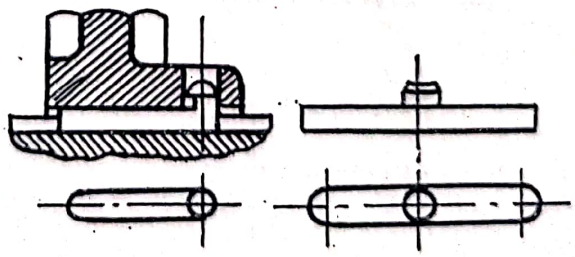


Fig. 4.18. Pană paralelă mobilă.

Scanned with OKEN Scanner

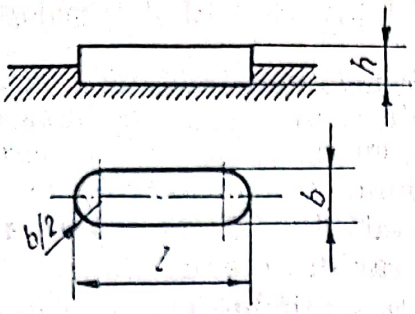


Fig. 4.19. Pană paralelă *A*.

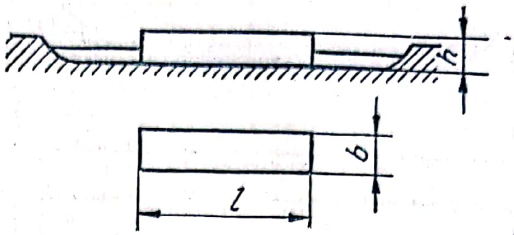


Fig. 4.20. Pană paralelă *B*.

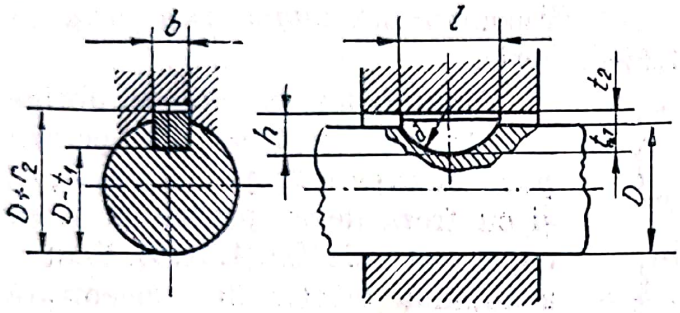


Fig. 4.21. Pană disc.

Penele paralele pot fi de asemenea obişnuite sau subţiri, cu capetele rotunde (tip *A*, fig. 4.19), drepte (tip *B*, fig. 4.20), sau cu un capăt rotund şi unul drept (tip *C*).

La solicitări mari, pentru evitarea smulgerii penei din locaş, aceasta se fixează pe arbore cu şuruburi, însă găurile slăbesc mult arborii.

Penele disc (fig. 4.21) au partea îngropată în arbore în formă de segment de cerc. Prezintă avantajul că pot lua poziţia dictată de înclinaţia butucului. Sînt standardizate pentru diametre de 3—38 mm şi se utilizează în construcţia automobilelor şi a maşinilor unelte.

— *Penele „alfa"* au forma din figura 4.22. În raport cu axa lor geometrică, acestea posedă înclinarea de 1 : 100 şi pot transmite momente în ambele sensuri.

— *Pana ascuţită* cu secţiunea pătrată (fig. 4.23) este o variantă a penelor alfa şi transmite momente în ambele sensuri de rotaţie.

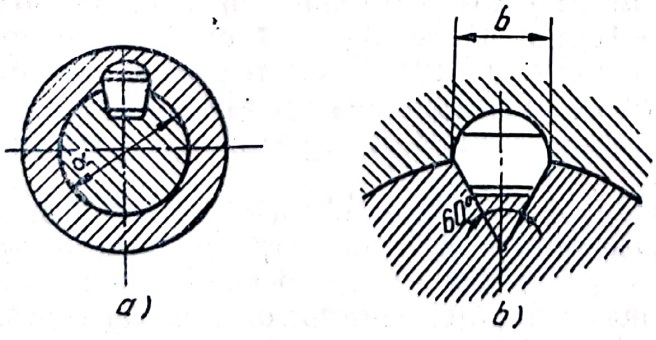


Fig. 4.22. Pană alfa.

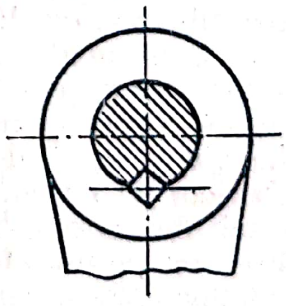


Fig. 4.23. Pană ascuţită.

Scanned with OKEN Scanner

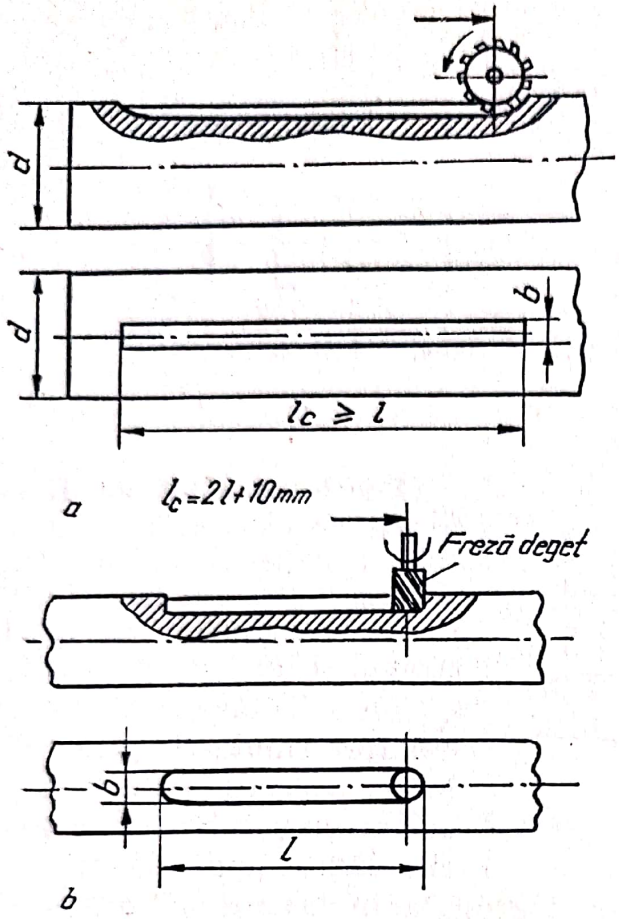


Fig. 4.24. Prelucrarea canalelor de pană.

4.1.3.2. Material şi tehnologie

Penele longitudinale se execută de obicei din oţeluri de bună calitate, cu rezistenţa de rupere de minimum 60 daN/mm², în mod obişnuit din OL 60; OLC 45 şi mai rar din oţeluri aliate.

Ca semifabricate se utilizează oţelurile trase sau forjate, prelucrate ulterior prin aşchiere. Canalul de pană din butuc se obţine prin mortezare sau broşare, ultima fiind recomandată numai la produse de serie.

Canalul din arbore se obţine prin frezare, cu freza disc pentru pene cu capete drepte (fig. 4.24, *a*) şi cu freză deget pentru pene cu capete rotunde (fig. 4.24, *b*). Pentru a diminua efectul de concentrare a tensiunilor, penele longitudinale şi canalele lor se execută cu muchiile teşite sau rotunjite (STAS 1004-71).

4.1.3.3. Elemente de calcul

a. **Calculul asamblărilor cu pene înclinate.** Penele înclinate se aseamănă cu penele transversale trapezoidale. Pentru a funcţiona în bune condiţiuni, îmbinările cu strîngere se construiesc cu autofixare, adoptîndu-se o înclinare a penei de 1/100.

Datorită înclinaţiei penei, sub acţiunea forţei de introducere F (fig. 4.25), ia naştere forţa radială de strîngere F_r, care are caracterul unei forţe de prestrîngere iniţială ($F_r = F_0$) şi produce o reacţiune între butuc şi arbore pe partea opusă. În stare de repaus, forţa F_r se poate considera uniform repartizată pe lăţimea penei (fig. 4.26, *a*). Sub acţiunea momentului motor M_t şi a celui rezistent M_r, există tendinţa de rotire relativă a butucului faţă de arbore. Datorită acestui fenomen, precum şi a existenţei forţelor de frecare, starea iniţială de repartizare a presiunilor pe lăţimea penei se modifică (fig. 4.26, *b*, *c*, *d*).

La valori mari ale momentului de transmis, datorită rotirii relative a arborelui şi butucului, se poate ajunge la o repartiţie triunghiulară a presiunii de contact numai pe o parte din lăţimea penei (fig. 4.26, *d*).

Frecarea pe suprafeţele de contact măreşte neuniformitatea repartizării presiunilor între arbore şi pană, în schimb contribuie la egalizarea repartizării presiunilor între pană şi butuc.

Scanned with OKEN Scanner

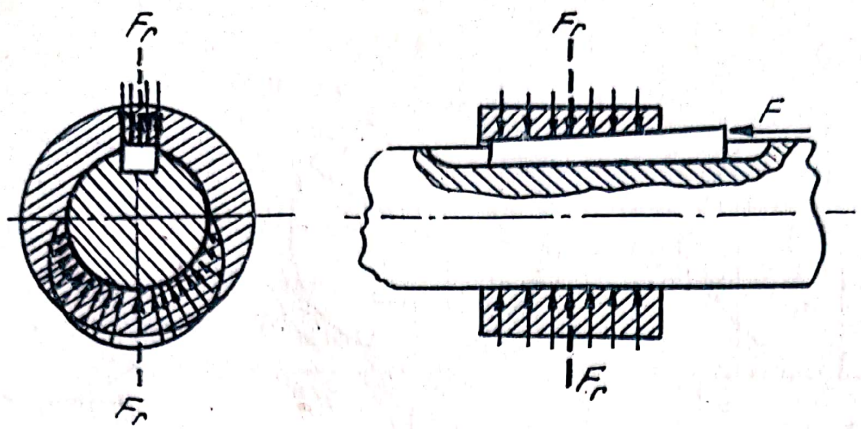


Fig. 4.25. Forţa radială de strîngere.

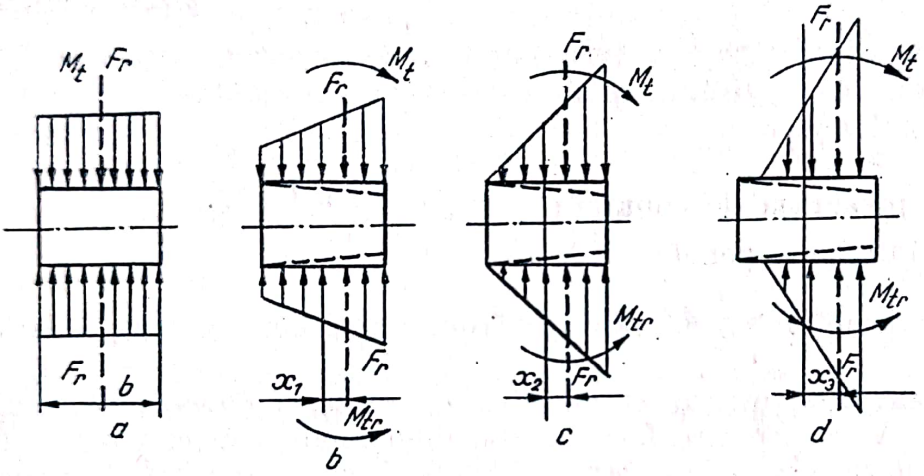


Fig. 4.26. Repartizarea forţei radiale pe lăţimea penei în funcţie de momentul torsional.

În calcule se neglijează efectul forţelor de frecare şi se consideră presiunea repartizată triunghiular pe toată lăţimea penei (fig. 4.26, *c*).

Pentru ca presiunea să nu atingă valori periculoase pe o anumită porţiune din lăţimea penei, trebuie ca forţa de prestrîngere F_r să fie cît mai mare. Între forţele F_r şi F este valabilă relaţia (4.4), mărimea forţei F fiind limitată de strivirea suprafeţei de presare (de batere) a penei.

1) *Calculul penei înclinate obişnuite*

Considerînd că pana posedă strîngerea radială necesară, schema de calcul este cea din figura 4.27.

Momentul transmisibil printr-o astfel de îmbinare este dat de suma momentelor tuturor forţelor în raport cu axa arborelui :

$$M_t = F_r x + \mu F_r y + \frac{1}{2} dF_f, \qquad (4.5)$$

Scanned with OKEN Scanner

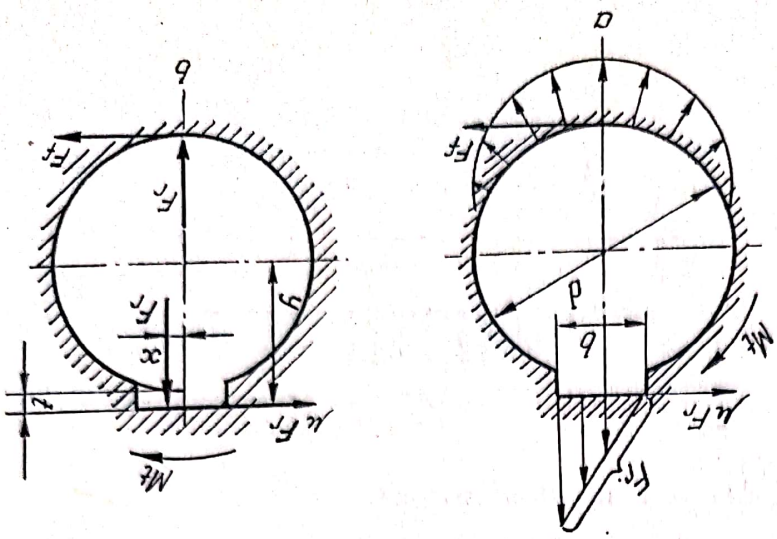


Fig 4.27. Forțele în asamblarea cu pană înclinată obișnuită.

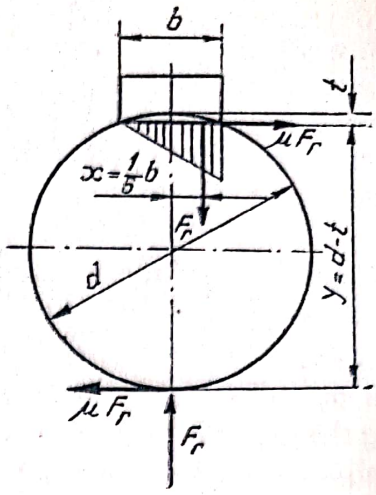


Fig. 4.28. Schema de calcul a penelor înclinate subțiri.

unde :

$F_r = \frac{1}{2} blp$;

p — presiunea de contact ;

l — lungimea penei ;

$$x = \frac{1}{6} b ; \quad y \simeq \frac{1}{2} d ; \quad F_f = \mu F_r. \tag{4.6}$$

Penele fiind organe standardizate, nu se calculează ci se aleg și se verifică. Verificarea se face fie calculînd momentul ce-l poate transmite pana (cu relația (4.5)), care se compară cu momentul de transmis, fie verificînd presiunea de contact.

La penele înclinate se impune și verificarea la strivire a capului penei, sub acțiunea forței de introducere (F), calculată din relația (4.4).

2) *Pana înclinată subțire*

Epura forțelor este indicată în figura 4.28.

Considerînd că $x = \frac{b}{6}$ și $y = d$, momentul transmisibil prin această îmbinare este

$$M_t = F_r x + \mu F_r y = F_r \left[\frac{1}{6} b + \mu d \right]; \tag{4.7}$$

Acest moment reprezintă cca 40% din momentul ce-l poate transmite arborele. Penele înclinate subțiri se verifică la presiune de contact utilizînd relațiile (4.7) și (4.8),

$$F_r = \frac{1}{2} blp. \tag{4.8}$$

Scanned with OKEN Scanner

3) *Pana înclinată concavă* (fig. 4.29).

Forţa de strîngere radială F_r se repartizează uniform pe lăţimea penei,

$$F_r = blp, \qquad (4.9$$

iar momentul transmisibil este

$$M_t = \mu F_r d = \mu blpd. \qquad (4.10)$$

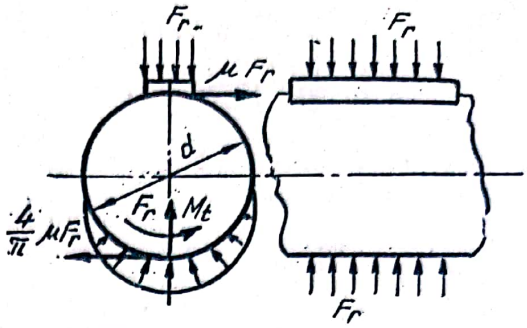


Fig. 4.29. Schema de calcul a penelor înclinate concave.

Acest moment reprezintă doar cca 30% din momentul suportat de arborele respectiv. Pana concavă se verifică la presiune de contact calculînd presiunea efectivă din relaţia (4.10).

4) *Penele tangenţiale* (fig. 4.30)

Dacă F_t este forţa periferică corespunzătoare momentului de transmis, neglijînd forţa de îmbinare F_r, valoarea momentului transmisibil prin asamblare este

$$M_t = \left[\frac{d}{2} + \mu\left(b + \frac{2}{\pi}d\right)\right] F_t. \qquad (4.11)$$

b. Indicaţii privind poziţia penelor longitudinale cu strîngere

În cazul cînd o singură pană nu poate transmite momentul dat, sau cînd lungimea necesară pentru o singură pană ar fi mai mare decît valorile recomandate, $l \leqslant (1{,}5 \ldots 2)\, d$, se recurge la montarea mai multor pene. Utilizarea a două sau trei pene cu strîngere nu înseamnă dublarea sau triplarea momentului transmisibil, deoarece reacţiunea rezultantă dintre butuc şi arbore F_r (fig. 4.31) nu creşte în aceeaşi măsură.

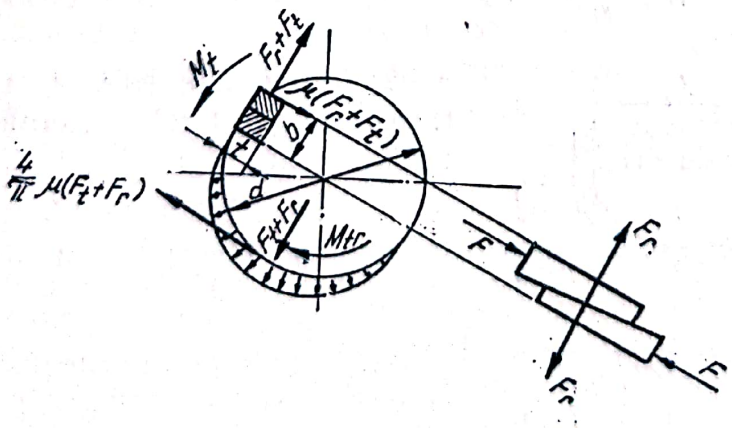


Fig. 4.30. Forţele în asamblarea cu pene tangenţiale.

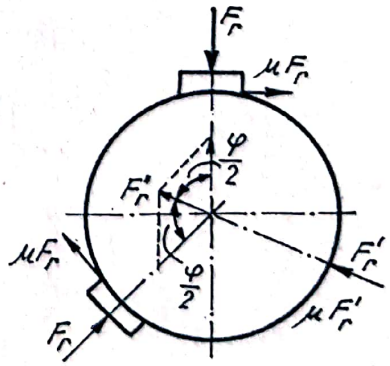


Fig. 4.31. Schema forţelor la montarea a două pene.

Scanned with OKEN Scanner

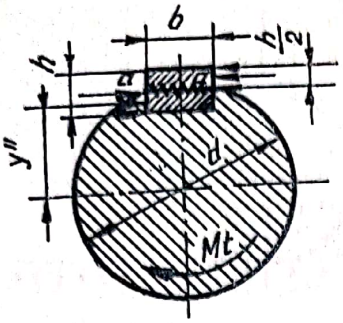


Fig. 4.32. Schema de calcul a penelor paralele.

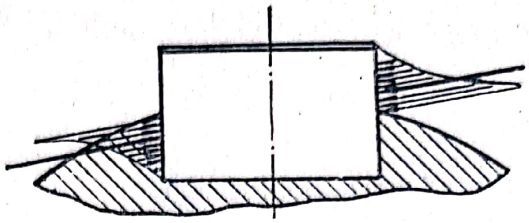


Fig. 4.33. Repartizarea presiunii.

Penele aşezate la 180° transmit acelaşi moment ca o singură pană. Poziţia cea mai bună, atît în ce priveşte solidarizarea butucului cu arborele, cît şi a unei ovalizări minime este la $\varphi = 120°$.

c. Calculul asamblărilor cu pene paralele şi pene disc

1) *Penele paralele.* Datorită faptului că se introduc în locaşul lor cu joc radial, acestea transmit momente numai pe feţele laterale (fig. 4.32).

Momentul ce poate fi transmis este

$$M_t = \frac{1}{4} hlpd. \tag{4.12}$$

Datorită tendinţei de scoatere a penei din locaşul său în timpul funcţionării, precum şi datorită forţelor de frecare ce iau naştere pe suprafeţele de contact, presiunile pe suprafeţele respective se repartizează foarte neuniform (fig. 4.33). Pentru a înlătura acest inconvenient, mai ales la asamblări greu solicitate, penele se asigură pe arbori cu şuruburi.

Pana paralelă se verifică la presiunea de contact şi la forfecare, utilizînd relaţiile :

$$p_e = \frac{4M_t}{hld} \leqslant p_a ; \tag{4.13}$$

$$\tau_{ef} = \frac{2M_t}{bld} \leqslant \tau_{af}. \tag{4.14}$$

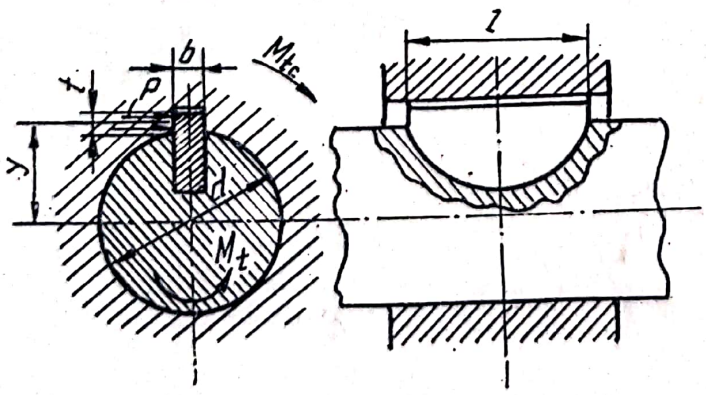


Fig. 4.34. Schema de calcul a penelor disc.

2) *Pana disc* (fig. 4.34) transmite pe feţele laterale un moment M_t :

$$M_t = tlp_a \frac{d}{2} \tag{4.15}$$

şi este solicitată în principal la presiunea de contact pe suprafaţa tl şi la forfecare în secţiunea bl.

Scanned with OKEN Scanner

În tabelul 4.4 se dau valori pentru presiunile de contact admise în calculul asamblărilor cu pene longitudinale.

Tabelul 4.4

Valori pentru presiunile de contact admisibile

Material	Presiunea admisibilă pentru sarcină		
	statică [daN/cm²]	pulsatorie [daN/cm²]	alternantă [daN/cm²]
Oţel forjat	1000—1500	700—1000	350—500
Oţel aliat cu Ni	1000—1500	700—1000	350—500
Fontă	700— 800	450—550	225—275

În cazul penelor de ghidare (mobile), cu deplasări axiale sub sarcină, se aleg valori mult mai reduse (sub 300 daN/cm²), pentru a se evita uzura prematură a flancurilor portante.

4.2. ASAMBLĂRI CU INELE TRONCONICE

4.2.1. Caracterizare, utilizare, material şi tehnologie

Elementele principale ale acestor asamblări sînt inelele tronconice *1* şi *2* (fig. 4.35), montate între arbore şi butucul roţii ce urmează să fie îmbinată cu arborele respectiv.

Datorită forţei de apăsare F, produsă de elementul *5*, precum şi datorită conicităţii suprafeţelor de contact dintre cele două inele, acestea se vor deforma elastic, solidarizînd butucul *3* cu arborele *4* prin frecarea ce ia naştere pe suprafeţele de contact.

Asamblările cu inele tronconice prezintă o serie de avantaje ca: siguranţa în exploatare, centrarea optimă a butucului pe arbore, se poate regla cu multă uşurinţă poziţia axială a butucului şi mărimea momentului transmis (prin montarea mai multor perechi de inele), demontare uşoară, asigură etanşarea etc. Dintre dezavantaje se semnalează următoarele: în cazul suprasarcinilor de durată mare, se produce patinarea inelelor, îmbinarea se încăl-

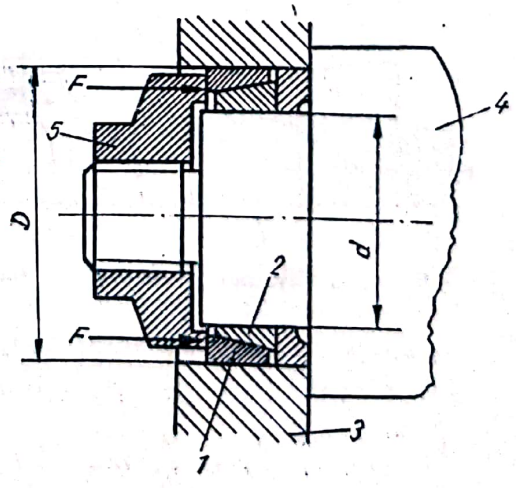


Fig. 4.35. Asamblare cu inele tronconice

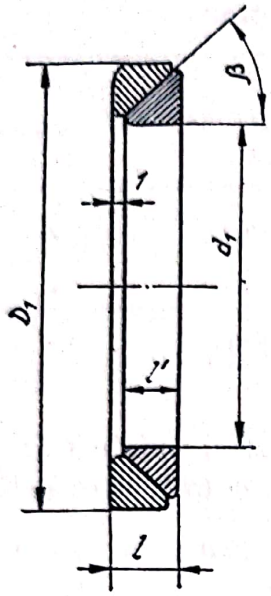


Fig. 4.36. Elementele geometrice ale inelelor tronconice.

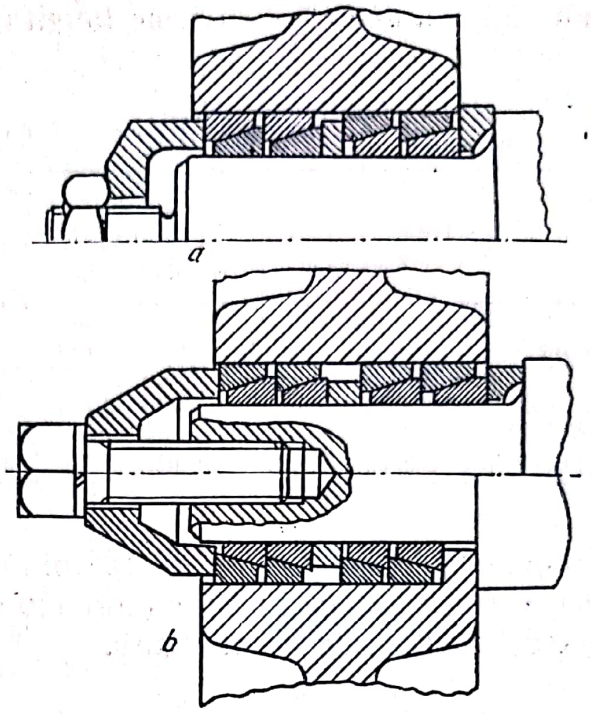


Fig. 4.37. Sisteme de strîngere a inelelor tronconice.

zește puternic și poate ajunge la gripare, organele pentru realizarea forței de strîngere scumpesc costul execuției etc.

Elementele constructive ale inelelor se dau în figura 4.36. Unghiul β are valori cuprinse între 9 și 17°.

Inelele tronconice nu sînt standardizate. În tabelul 4.5 [30] se indică dimensiunile inelelor și momentul ce-l poate prelua o singură pereche de inele, în funcție de diametrul arborelui și presiunea admisibilă între inel și arbore.

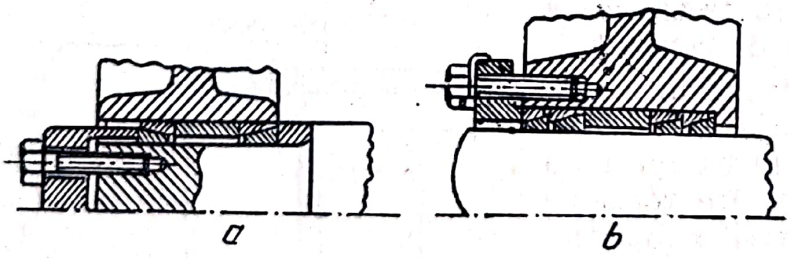


Fig. 4.38. Sisteme de rezemare a inelelor tronconice.

Pentru realizarea forței de strîngere (F) și pentru rezemarea inelelor, se utilizează diferite sisteme (fig. 4.37 și 4.38).

Pentru realizarea unei îmbinări corecte, este necesar să se prescrie anumite toleranțe pentru arbore, alezajul butucului și al inelelor; astfel se recomandă:

— pentru arbore: $m5$; $k5$; $m6$; $h7$;
— pentru alezajul butucului: $H7$; $H8$.

Scanned with OKEN Scanner

Tabelul 4.5

Dimensiunile inelelor

d_1 mm	D_1 mm	l mm ± 0,35	Presiunea admisibilă a materialului arborelui (butucului) daN/cm²							
			4000		3000		2000		1000	
			M_t daN·m	F daN	M_t daN·m	F daN	M_t daN·m	F daN	M_t daN·m	F daN
14	18	6,3	7,3	4 070	5,5	3 200	3,3	2 310	1,8	1 700
(15)	19	6,3	8,9	4 300	6,3	3 400	3,8	2 410	2,0	1 750
15	20	6,3	10,0	4 500	7,1	3 500	4,3	2 500	2,3	1 800
(17)	21	6,3	11,4	4 750	8,1	3 670	4,9	2 600	2,6	1 850
18	22	6,3	12,8	5 040	9,1	3 820	5,5	2 690	2,9	1 900
(19)	23	6,3	14,2	5 150	10,2	3 960	6,1	2 780	3,2	1 950
20	24	6,3	16,4	5 400	11,3	4 140	6,8	2 880	3,6	2 000
22	26	6,3	19,2	5 850	13,7	4 460	8,2	3 080	4,3	2 100
25	30	6,3	24,4	6 500	17,4	4 930	10,4	3 350	5,6	2 250
28	32	6,3	31,0	7 150	22,1	5 400	13,2	3 640	7,0	2 400
30	35	6,3	35,7	7 600	25,6	5 710	15,3	3 820	8,1	2 500
32	36	6,3	40,3	8 000	28,8	6 000	17,2	4 000	9,2	2 600
35	40	7	54,8	9 700	39,1	7 210	23,4	4 720	12,5	2 980
36	42	7	57,6	9 900	41,4	7 350	24,6	5 800	13,2	3 050
38	44	7	64,2	10 400	46,0	7 710	27,5	5 950	14,2	3 150
40	45	8	83,5	12 600	59,8	9 300	35,0	6 000	19,0	3 650
42	48	8	92,2	13 200	66,0	9 850	39,5	6 200	21,0	3 800
45	52	8	105,0	14 000	75,0	10 280	45,0	6 550	24,0	4 000
48	55	8	119,0	14 800	85,0	10 850	51,0	6 900	27,0	4 150
50	56	8	130,0	15 500	93,0	11 400	55,5	7 200	29,5	4 300
55	62	9	180,0	19 200	128,0	14 000	77,0	8 800	41,0	5 150
56	63	9	187,0	19 600	134,0	14 300	80,0	9 000	42,5	5 250
60	67	9	216,0	21 000	154,0	15 300	92,5	9 600	48,0	5 500
63	70	9	236,0	21 800	168,0	15 900	101,0	10 000	53,0	5 750
65	72	9	250,0	22 400	179,0	16 300	107,0	10 400	58,4	6 000
70	78	10	309,0	25 500	220,0	18 500	132,0	11 500	61,0	6 600
71	78	10	319,0	26 000	228,0	18 800	136,0	11 700	73,0	6 700
75	82	10	354,0	27 000	253,0	19 700	150,0	12 200	81,0	7 000
80	88	10	400,0	28 600	283,0	21 600	172,0	13 600	92,0	8 000
85	92	11	510,0	29 100	365,0	25 500	220,0	16 000	116,0	9 300
90	98	11	565,0	37 000	405,0	27 000	243,0	16 900	130,0	9 850
95	102	11	635,0	39 200	455,0	28 500	273,0	17 900	145,0	10 400
100	108	11	700,0	41 200	500,0	30 000	300,0	18 800	160,0	10 950
110	120	12	890	47 500	630	34 600	380	21 600	205	12 600
120	130	12	1060	51 900	760	37 700	450	23 600	243	13 700
130	140	12	1260	56 000	900	40 900	540	25 600	280	14 900
140	150	12	1460	60 800	1 040	44 300	625	27 600	330	16 000
150	162	14	2000	77 500	1 440	56 200	860	35 000	460	20 000
160	172	14	2380	82 200	1 640	60 200	980	37 200	520	21 300
170	182	14	2550	87 400	1 830	63 400	1100	39 400	580	22 600
180	192	16	3400	107 600	2 400	77 600	1440	48 100	770	27 300
190	202	16	3750	113 800	2 650	82 200	1600	50 800	850	28 800
200	212	16	4150	120 000	2 950	86 500	1780	53 500	950	30 500
210	224	18	5100	138 000	3 600	100 200	2150	61 200	1160	34 700
220	234	18	5500	144 400	3 950	104 400	2350	64 400	1260	36 400
230	244	18	6000	152 600	4 300	109 600	2600	67 600	1400	38 300
240	254	20	7500	177 800	5 300	128 800	3200	78 800	1700	44 300
250	264	20	8100	186 000	5 800	134 000	3500	83 000	1860	45 500

Scanned with OKEN Scanner

4.2.2. Elemente de calcul

Sistemul de forțe este cel cunoscut de la pene, iar momentul transmis de o singură pereche de inele este [30]

$$M_{t_1} = F \frac{\mu d}{2(\mathrm{tg}\beta + 2\mu)}; \tag{4.16}$$

Momentul transmis prin n perechi de inele este

$$M_{tn} = M_{t1} \frac{q^n - 1}{q - 1}, \quad \text{unde } q = \frac{\mathrm{tg}\beta}{\mathrm{tg}\beta + 2\mu}. \tag{4.17}$$

Momentul real transmis va fi însă mai mic decît cel calculat cu ecuația (4.17), datorită faptului că presiunea de contact dintre inele și arbore variază hiperbolic (fig. 4.39).

Se poate considera cu suficientă aproximație că momentul preluat de către a doua pereche de inele reprezintă 50%, cel preluat de a treia pereche 25%, iar a patra 12,5% din valoarea momentului transmis de prima pereche de inele.

De exemplu, momentul transmis prin intermediul a patru perechi de inele este

$$M_{t4} = M_{t1} + 0{,}5\, M_{t1} + 0{,}25\, M_{t1} + 0{,}125\, M_{t1} = 1{,}875\, M_{t1}. \tag{4.18}$$

Practic nu se utilizează mai mult de 4 perechi de inele montate în serie. Pentru mărirea momentului de transmis se recurge la montarea bilaterală (fig. 4.40) unde, tot cu patru perechi de inele, se obține un moment mai mare:

$$M_{t4} = M_{t1} + 0{,}5\, M_{t1} + 0{,}5\, M_{t1} + M_{t1} = 3\, M_{t1}. \tag{4.19}$$

Pentru proiectare, dimensiunile inelelor se aleg din tabelul 4.5, apoi se calculează numărul de inele necesare și se verifică la presiune de contact prima pereche de inele:

$$p_{ef} = \frac{2M_{t1}}{\mu \pi l_1 d^2} \leqslant p_a. \tag{4.20}$$

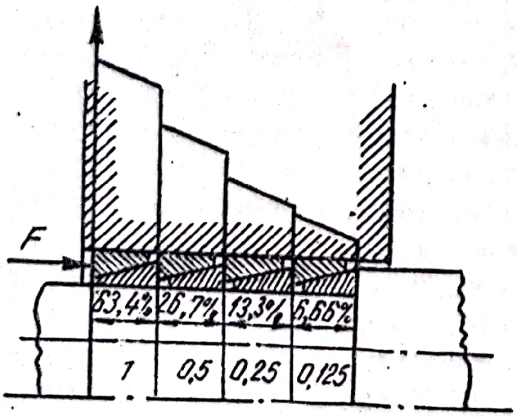


Fig. 4.39. Variația momentului transmis la montarea unilaterală.

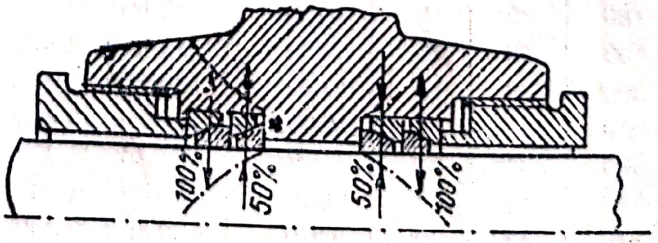


Fig. 4.40. Variația momentului transmis la montarea bilaterală.

Scanned with OKEN Scanner

4.3. ASAMBLĂRI PRIN CANELURI

4.3.1. Caracterizare, clasificare, utilizare și indicații tehnologice

Arborii canelați pot fi considerați ca arbori cu pene longitudinale multiple, făcînd corp comun cu arborele. Se utilizează în special la montarea roților baladoare din cutiile de viteză ale mașinilor unelte și automobilelor, precum și pentru asamblări fixe.

Față de penele longitudinale, arborii canelați prezintă o serie de avantaje ca: centrarea și ghidarea foarte bună a pieselor montate pe arborii canelați, capacitate de transmitere a momentelor mari, rezistență la oboseală mai ridicată etc.

Clasificarea asamblărilor cu caneluri se face după mai multe criterii (tab. 4.6).

Prelucrarea arborilor canelați se execută prin frezare cu freze profilate, utilizînd metoda divizării (metodă mai puțin precisă) sau prin frezare, aplicînd metoda rostogolirii de la prelucrarea roților dințate (metodă mai precisă).

Canelurile din interiorul butucului se execută prin mortezare (pentru asamblări nepretențioase) sau prin broșare (metodă precisă, însă rentabilă doar pentru produse de serie).

4.3.2. Elemente de calcul

Asamblările cu caneluri transmit momente prin acțiunea flancurilor portante. Deoarece solicitările suplimentare de încovoiere și forfecare sînt neglijabile, calculul se face doar la presiune de contact, conform STAS 1767-67.

La dimensionarea arborelui de torsiune trebuie să se țină seama de coeficientul de concentrare β_k. Chiar și la prelucrările cele mai precise nu se realizează o repartiție uniformă a momentului pe caneluri, ceea ce face necesară introducerea în calcul a unui coeficient de corecție $k < 1$.

Înălțimea efectivă de contact h_1 este

$$h_1 = \frac{D - d}{2} - 2g. \tag{4.21}$$

Pentru transmiterea unui anumit moment nominal M_{tn} este necesară o suprafață portantă S' dată de expresia

$$S' = \frac{M_{tn}}{r_m \sigma_{as}}, \tag{4.22}$$

unde $r_m = \frac{D + d}{4}$ este raza medie iar σ_{as} efortul unitar admisibil la presiune de contact.

Scanned with OKEN Scanner

Tabelul 4.6

Clasificarea canelurilor şi a îmbinărilor prin caneluri

Criteriul de clasificare	Denumirea		Observaţii
Forma secţiunii	Caneluri dreptunghiulare (fig. 4.41, *a*)	Seria uşoară (fig. 4.42, *a*) STAS 1768-68	Preiau numai parţial momentul suportat de arbore; $l \leqslant 1{,}5\ d$
		Seria mijlocie (fig. 4.42, *b*) STAS 1769-68	Preiau integral momentul suportat de arbrore; $l = (1{,}5-2{,}5)\ d$
		Seria grea (fig. 4.42, *c*) STAS 1770-68	Se poate cupla sub sarcină; $l = (1{,}5-2{,}5)\ d$
	Caneluri în evolventă (fig. 4.41, *b*) STAS 6858-63	Centrare pe flancuri (fig. 4,43, *a*)	Avantaje: capacitate portantă ridicată, autocentrarea sub sarcină, concentratori de tensiune mai mici
		Centrare exterioară (fig. 4.43, *b*)	
	Caneluri trapezoidale (fig. 4.44)		Se utilizează rar
	Profil rotund (fig. 4.45)		Cel mai mic coeficient de concentrare a tensiunilor
	Profil triunghiular (STAS 7346-65) şi zinţat (fig. 4.46)		Se utilizează la asamblări fixe
După felul centrării	Centrare interioară (fig. 4.47, *c*)		Cea mai precisă, dar scumpă
	Centrare laterală (fig. 4.47, *a*)		Asigură o repartiţie uniformă a sarcinii pe caneluri
	Centrare exterioară (fig. 4.47, *b*)		Asigură centrarea şi e mai economică decît centrarea interioară
După scop	Asamblări mobile		
	Asamblări fixe		

Scanned with OKEN Scanner

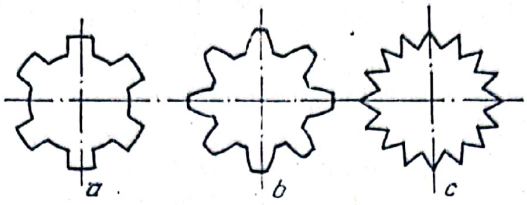


Fig. 4.41. Tipuri de caneluri : *a* — dreptunghiular ; *b* — în evolventă ; *c* — triunghiular.

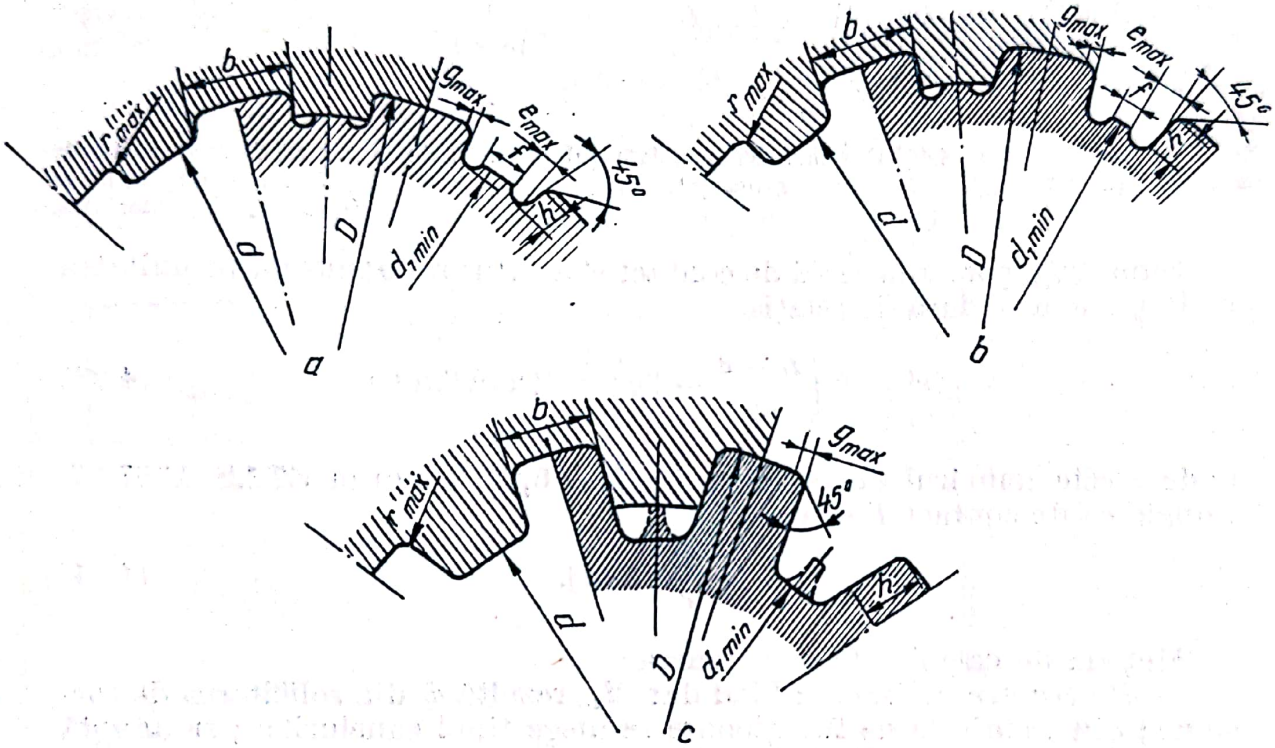


Fig. 4.42. Caneluri dreptunghiulare : *a* —seria uşoară ; *b* — seria mijlocie ; *c* — seria grea.

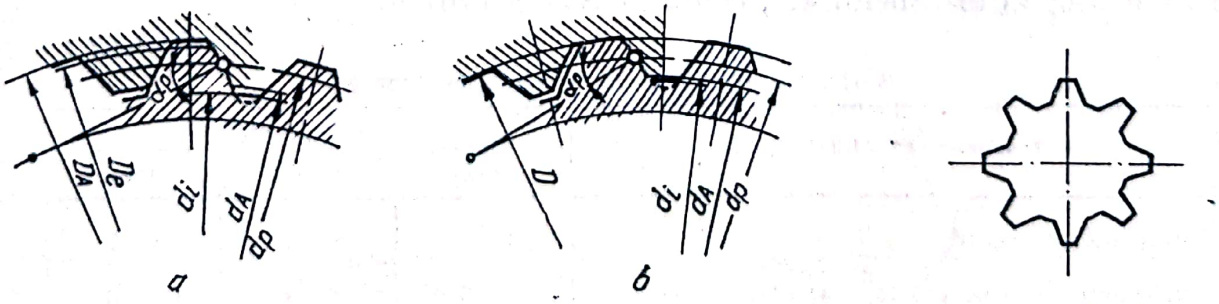


Fig. 4.43. Caneluri în evolventă : *a* — centrare pe flancuri; *b* — centrare exterioară.

Fig. 4.44. Caneluri trapezoidale.

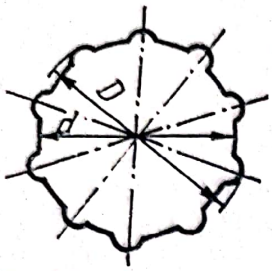
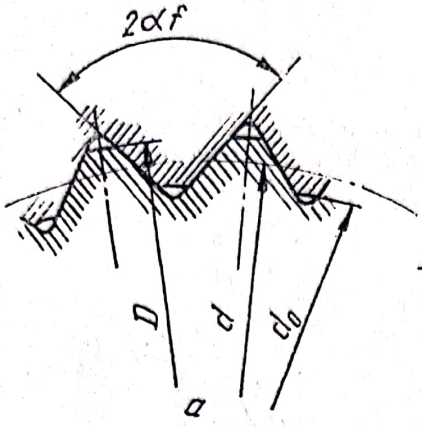


Fig. 4.45. Caneluri cu profil rotund.



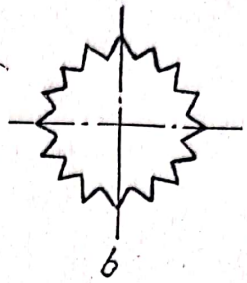


Fig. 4.46. Caneluri triunghiulare (*a*) și cu profil zimțat (*b*).

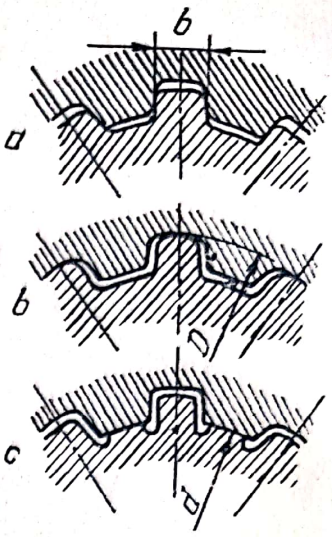


Fig. 4.47. Centrarea arborilor canelați: *a* — laterală; *b*—exterioară ; *c*— interioară.

Suprafața portantă reală de contact s' a tuturor flancurilor pe unitatea de lungime este dată de relația

$$s' = k\left(\frac{D-d}{2} - 2g\right) z \quad [\text{mm}^2/\text{mm}], \tag{4.23}$$

unde z este numărul de caneluri, iar $k = 0{,}75$, conform STAS 1767-67. Lungimea de contact L este

$$L \geqslant \frac{S'}{s'} \text{ [mm]}. \tag{4.24}$$

Metoda de calcul este următoarea :

— *Pentru dimensionare* : fiind dat M_{tn} rezultă d din solicitarea de torsiune ; din condițiile de funcționare se alege tipul canelurilor ; se adoptă σ_{as} ; se calculează h_1, S', s' și L, din relațiile (4.21 . . . 4.24).

— *Pentru verificare*, se determină momentul capabil cu relația

$$M_{tc} = s'L\ r_m\ \sigma_{as} \geqslant M_{tn}. \tag{4.25}$$

Valorile lui σ_{as}, în daN/mm², pentru oțeluri cu $\sigma_r \approx 100$ daN/mm², se pot alege din tabelul 4.7, conform STAS 1767-67.

Tabelul 4.7

Rezistențe admisibile la strivire [daN/mm²]

Funcționarea îmbinării canelate		Condiții de lucru		
		Ușoare	Mijlocii	Grele
Butuc fix pe arbore		8—15	6—10	4—7
Butuc alunecător pe arbore	Cuplare în gol	3—5	2—4	1,5—3
	Cuplare sub sarcină	1—2	0,5—1,5	0,3—1

4.4. ASAMBLĂRI CU PROFILE POLIGONALE

Pentru micşorarea gabaritelor, se foloseşte asamblarea directă a diferitelor organe pe arbori, prin profilarea arborilor şi a alezajelor sub diferite forme (fig. 4.48 şi 4.49).

Profilele triunghiulare (fig. 4.48 şi 4.49, *b*), cu vîrfurile mult rotunjite, numite şi profile *K*, se folosesc pentru solicitări mari, constante sau variabile, deoarece prezintă avantajul unor concentratori mici de tensiune.

Arborii cu profil *K* pot fi de formă cilindrică sau conică şi se prelucrează prin copiere pe strung. Rectificarea profilelor se face pe maşini speciale. Alezajul corespunzător din butuc se obţine prin broşare. Arborii *K* sînt foarte sensibili din punct de vedere al preciziei de prelucrare, nerespectarea toleranţelor ducînd la înţepeniri. De aceea este necesară o prelucrare îngrijită.

Cotarea arborilor *K* se face ca în figura 4.50, dimensiune nominală fiind înălţimea *M* a triunghiului.

Dimensiunile profilelor sînt indicate în tabelul 4.8.

Arborii cu profil *K* se utilizează atît pentru asamblări fixe cît şi pentru asamblări mobile. Cu cît profilul se apropie mai mult de cerc, cu atît este

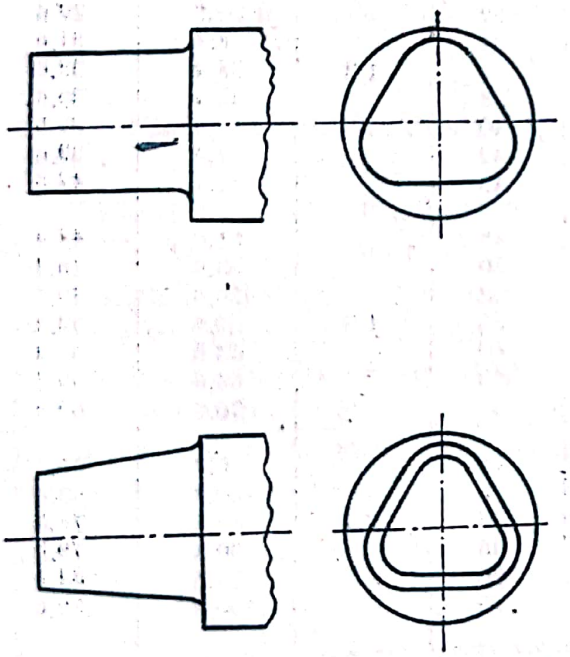


Fig. 4.48. Arbori cu profil „K".

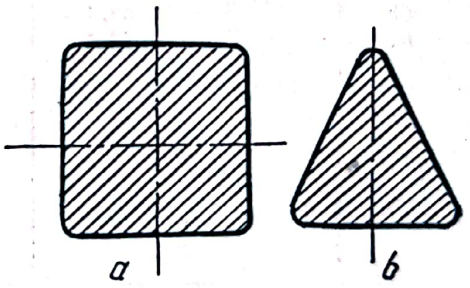


Fig. 4.49. Profile poligonale : *a* — pătrat ; *b* — triunghiular .

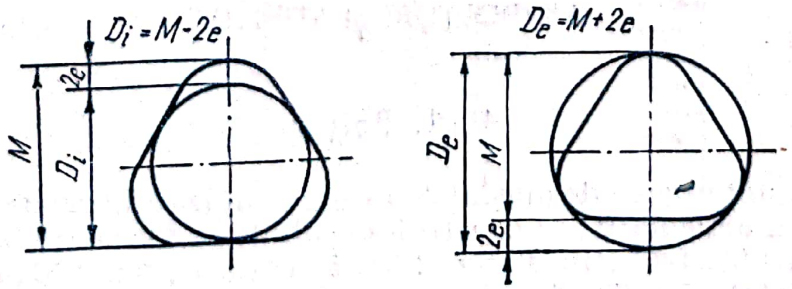


Fig. 4.50. Cotarea arborilor „K".

mai potivit pentru asamblări fixe, profilele mai apropiate de triunghi sînt recomandate pentru asamblări mobile (piese ce execută deplasări axiale).

Tabelul 4.8

Dimensiunile profilelor [mm]

Arbori cu profil K pentru asamblări fixe și alunecătoare				Arbori cu profil K numai pentru asamblări fixe			
Dimensiune nominală		$D_e = M + 2e$	$D_i = M - 2e$	Dimensiune nominală		$D_e = M + 2e$	$D_i = M - 2e$
M	e			M	e		
14	0,8	15,6	12,4				
16		17,6	14,4				
18		19,6	16,4				
20		21,6	18,4				
22	1,2	24,4	19,6	22	0,8	23,6	20,4
25		27,4	22,6	25		26,6	23,4
28		30,4	25,6	28		29,6	26,4
30		32,4	27,6	30		31,6	28,4
32	1,8	35,6	28,4	32	1,2	34,3	29,6
34		37,6	30,4	34		36,4	31,6
36		39,6	32,4	36		38,4	33,6
38		41,6	34,4	38		40,4	35,6
40		43,6	36,4	40		42,4	37,6
42		45,6	38,4	42		44,4	39,6
45		48,6	41,4	45		47,4	42,6
48	2,7	53,4	42,6	48	1,8	51,6	44,4
50		55,4	44,6	50		53,6	46,4
53		58,4	47,6	53		56,6	49,4
56		61,4	50,6	56		59,6	52,4
60		65,4	54,6	60		63,6	56,4
63		68,4	57,6	63		66,6	59,4
67		72,4	61,6	67		70,6	63,4
				71	2,7	76,4	65,6
				75		80,4	69,6
				80		85,4	74,6
				85		90,4	79,6
				90		95,4	84,6
				95		100,4	89,6

4.5. BOLȚURI ȘI ȘTIFTURI

4.5.1. Bolțuri

Bolțurile sînt organe de mașini de formă cilindrică utilizate ca elemente de legătură în articulații; se construiesc sub două forme de bază: bolțuri cu cap, STAS 5754-73 (tip *A*, fig. 4.51, *b* și tip B, fig. 4.51, *a*) și bolțuri fără cap, STAS 5756-73, de asemenea în două variante (fig. 4.51, *c*),

Scanned with OKEN Scanner

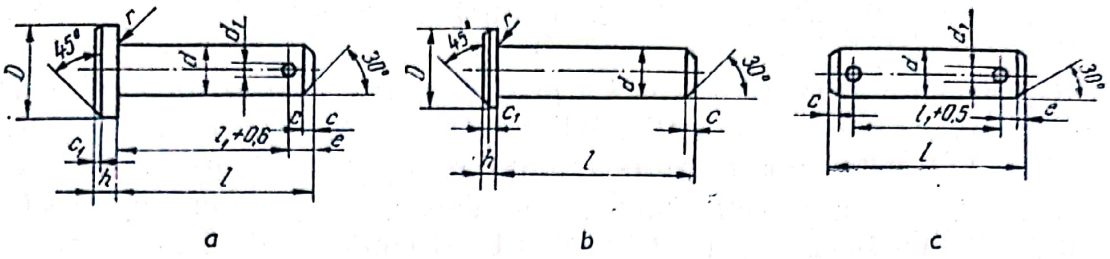


Fig. 4.51. Elementele geometrice ale bolţurilor.

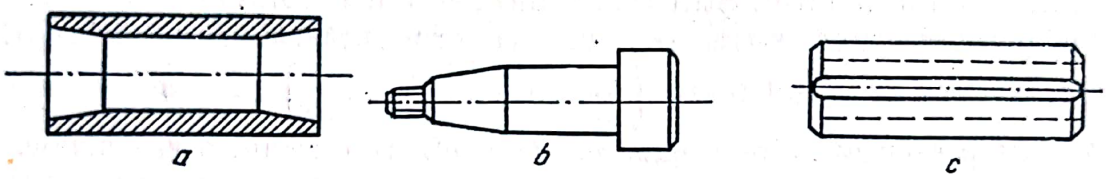


Fig. 4.52. Forme constructive de bolţuri.

care la rîndul lor pot fi : masive (fig. 4.52, *b*), tubulare (fig. 4.52, *a*) şi tubulare secţionate (fig. 4.52, *c*).

Ca materiale, standardele recomandă, în funcţie de solicitări : OLC 45 ; OLC 35 ; OL 50 şi uneori chiar oţeluri aliate.

Bolţurile sînt solicitate la strivire, încovoiere şi forfecare. În calculele curente se neglijează influenţa jocurilor şi a deformaţiilor elastice asupra repartiţiei sarcinilor şi se adoptă o schemă simplificată (fig. 4.53), unde bolţul este asimilat cu o grindă rezemată, cu sarcini uniforme repartizate pentru calculul la strivire şi respectiv cu sarcini concentrate în două componente, pentru calculul la încovoiere.

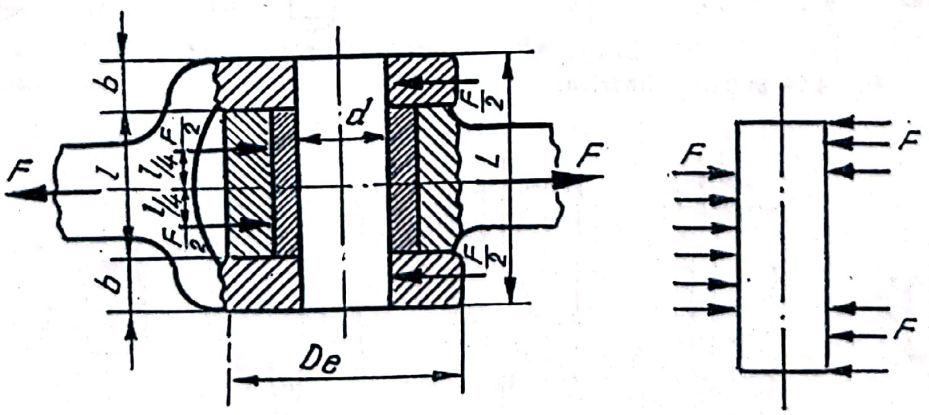


Fig. 4.53. Schema de calcul a bolţurilor.

Scanned with OKEN Scanner

4.5.2. Ştifturi

Ştifturile se folosesc în special pentru a fixa poziţia relativă a două piese (centrare). În cazul solicitărilor relativ mici, ştifturile pot înlocui penele şi bolţurile, reprezentînd o soluţie mai economică decît acestea.

Ştifturile se folosesc sub două forme de bază : ştifturi cilindrice, STAS 1599-66, STAS 7464-71 (fig. 4.54) şi ştifturi conice, STAS 3436-68, STAS 4851-70, STAS 7803-68, STAS 7805-68 (fig. 4.55) ; fiecare din aceste două categorii putînd fi netede (masive sau tubulare), secţionate, crestate sau filetate.

Ştifturile de centrare se utilizează perechi, montate la o distanţă cît mai mare unul de altul. Ştifturile conice, spre deosebire de cele cilindrice, nu îşi pierd efectul de strîngere în urma unor montări şi demontări repetate şi se execută cu autofrînare $\left(\text{conicitatea } \frac{1}{50} \ldots \frac{1}{100}\right)$. În figurile 4.56 şi 4.57 sînt prezentate cîteva exemple de utilizare curentă a ştifturilor.

Materialele indicate de standarde pentru ştifturi sînt : OL 50 ; OLC 45 ; OLC 17 ; OSC 18. Ştifturile tubulare şi cele spintecate se confecţionează din oţel de arc cu rezistenţa de rupere mare ($\sigma_r = 140$ daN/mm^2). Elementele de calcul ale ştifturilor sînt asemănătoare cu ale penelor şi bolţurilor, în funcţie de locul utilizării. Ştifturile se verifică la strivire şi la forfecare.

În tabelul 4.9 sînt indicate valorile admisibile pentru eforturile unitare p_a, σ_{ai} şi τ_{af}, în ipoteza sarcinilor statice. Pentru solicitări variabile,

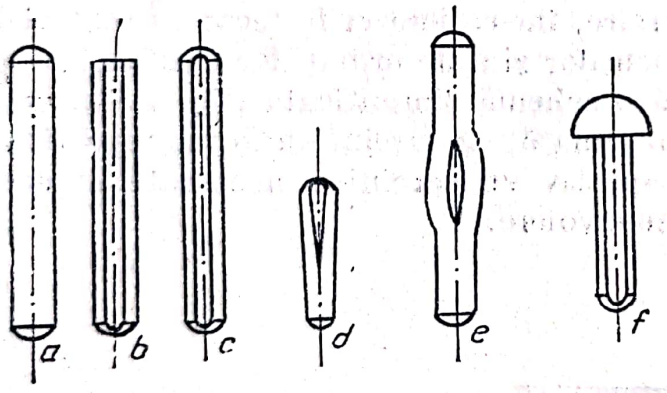


Fig. 4.54 Ştifturi cilindrice.

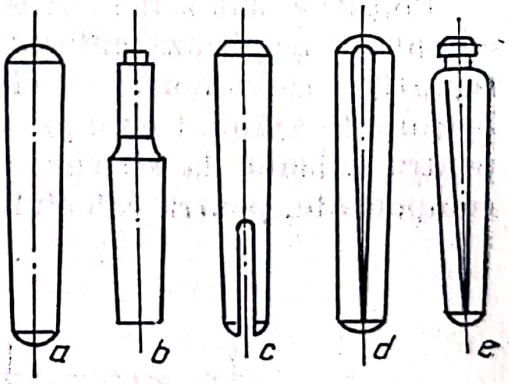


Fig. 4.55. Ştifturi conice.

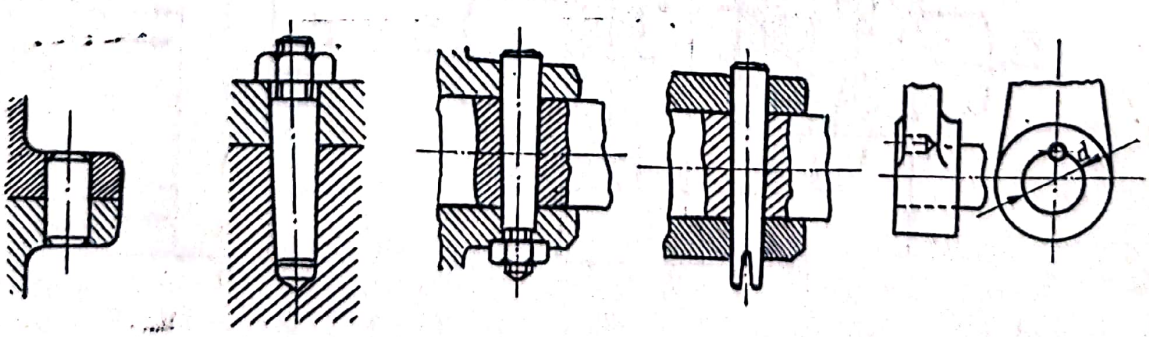


Fig. 4.56. Exemple de utilizare a ştifurilor.

Scanned with OKEN Scanner

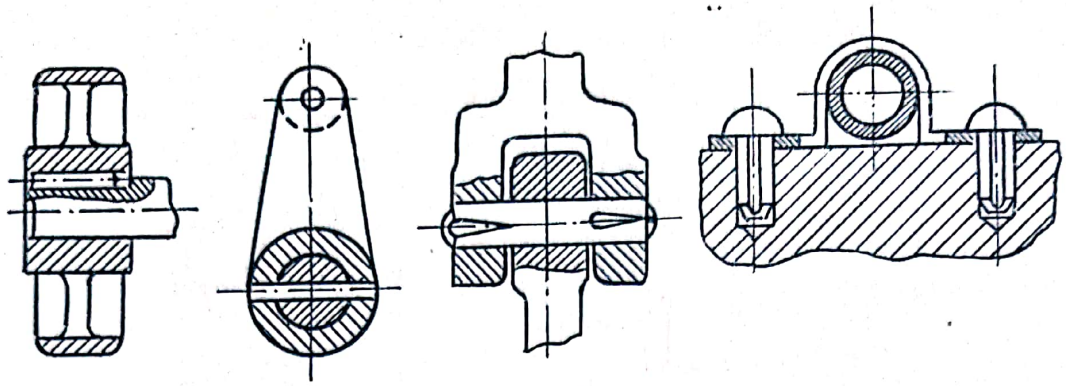


Fig. 4.57. Utilizarea ştifturilor crestate.

valorile din tabelul 4.9 se înmulţesc cu 0,7 pentru sarcini pulsatorii şi cu 0,5 pentru sarcini alternant simetrice.

Tabelul 4.9

Eforturi unitare admisibile în ipoteza sarcinilor statice [daN/cm²]

Material	OL 37	OL 60	OL 70	OLT	Fontă
Rezistenţa admisibilă la strivire p_a	1 000	1 500	1 800	825	675
Rezistenţa admisibilă la încovoiere σ_{ai}	850	1 250	1 500	—	—
Rezistenţa admisibilă la forfecare τ_{af}	550	850	1 000	—	—

4.6. ASAMBLĂRI FILETATE

4.6.1. Caracterizare, domeniul de utilizare şi clasificare

Principial, asamblările filetate sînt asemănătoare penelor, mişcarea relativă a piuliţei şi şurubului realizîndu-se prin efectul planului înclinat determinat de spira filetului. Filetul fiind elicoidal, odată cu rotirea unuia din elementele principale ale asamblării şurub-piuliţă, acesta va primi şi o mişcare axială.

Clasificarea asamblărilor filetate este dată în tabelul 4.10.

Terminologia organelor de asamblare filetate este precizată în STAS 1450/1-74 . . . 1450/5-74.

Avantajele principale ale asamblărilor filetate sînt : permit construcţii foarte variate în forme compacte, au montare şi demontare uşoară ; dez-

Scanned with OKEN Scanner

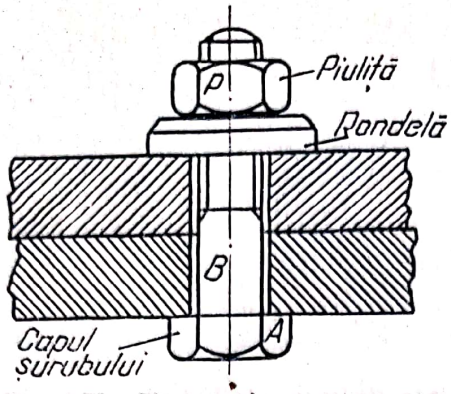


Fig. 4.58. Elementele componente ale unei asamblări filetate.

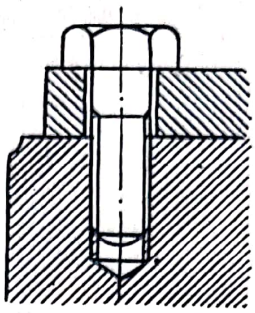


Fig. 4.59. Asamblare de strîngere.

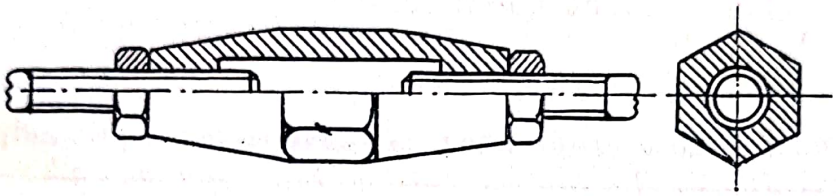


Fig. 4.60. Asamblare de reglare.

Tabelul 4.10

Clasificarea asamblărilor filetate

Nr. crt.	Denumirea	Observații
1	Asamblări de strîngere	Pot fi cu prestrîngere, fără prestrîngere sau dopuri filetate. Exemple în figura 4.58; 4. 59 și 4.60.
2	Asamblări de reglare	Exemple: reglarea jocului în cuzineți, reglarea poziției lagărelor etc.
3	Asamblări de mișcare	Servesc la transformarea mișcării de rotație în mișcare de translație, la amplificarea forțelor etc. Exemple: vinciuri
4	Asamblări de măsurare	Exemplu: șurubul micrometric

voltă forțe axiale mari sub acțiunea unor forțe tangențiale mici; se prelucrează ușor etc.

Dezavantajele: introduc concentratori de tensiuni mari; necesită asigurarea împotriva autodesfacerii (la asamblări de strîngere); au randament scăzut; uzura flancurilor introduce jocuri; lipsa autocentrării (la asamblările de mișcare).

Scanned with OKEN Scanner

4.6.2. Elementele asamblărilor filetate

Asamblările filetate se compun din două piese conjugate : şurubul şi piuliţa, sau prezonul şi piesa filetată. Pe lîngă aceste elemente principale mai intervin accesoriile de montaj : şaibe (rondele) şi dispozitivele de siguranţă.

Prin şurub se înţelege piesa cuprinsă, filetată în exterior, iar prin piuliţă piesa cuprinzătoare, filetată în interior. Elementul principal este filetul.

4.6.2.1. Filetele

a. **Definiţie şi clasificare.** Filetul este corpul realizat de către un profil generator în mişcare elicoidală în jurul axei unui corp de revoluţie, numit corp de înfăşurare sau corp de bază. Sub aspect tehnologic, filetul este nervura care se formează prin tăierea unei caneluri elicoidale pe un corp de bază de secţiune circulară. Clasificarea filetelor din punct de vedere funcţional şi constructiv se prezintă în tabelul 4.11.

Tabelul 4.11

Clasificarea filetelor

Nr. crt.	Criteriul de clasificare	Denumirea (STAS)
1	Scop	— de fixare — de fixare-etanşare — de reglare — de măsurare — speciale
2	Forma corpului de înfăşurare	— cilindrice — conice
3	Profilul generator	— metric (510-74 ; 511-62 ; 6423-65) — trapezoidal (2114-66 ; 2113-66) — ferăstrău (1090-66) — pătrat (3126-52) — rotund (668-49) — special
4	Numărul de începuturi	— simple (un început) — multiple (cu mai multe începuturi)
5	Finețe	— normale — fine
6	Sensul de înfăşurare	— pe dreapta — pe stînga
7	Sistemul de măsurare	— metrice — ţoli

Scanned with OKEN Scanner

Date fiind varietatea mare a filetelor, dificultatea de a preciza datele necesare pentru identificare, răspîndirea lor foarte largă în construcția de mașini, precum și cerința imperioasă a interschimbabilității, filetele au fost printre primele elemente standardizate ale organelor de mașini.

b. **Elemente geometrice ale filetului (fig. 4.61).** Acestea sînt definite în STAS 3872-53 și sînt prezentate în tabelul 4.12.

Din figura 4.62, dacă i este numărul de începuturi rezultă

$$p = ip' \tag{4.26}$$

Tabelul 4.12

Elementele geometrice ale filetelor

Nr. crt.	Elementul geometric	Simbolul	Observații
1	Profilul filetului	—	
2	Unghiul filetului	α	figura 4.61
3	Pasul filetului	p	figura 4.62
4	Diviziunea unui filet multiplu	p'	figura 4.62
5	Diametrul exterior al șurubului, respectiv al piuliței	d; D	figura 4,65, 4.66, 4.67, 4,68, 4.69 și 4.70
6	Diametrul interior al șurubului și al piuliței	d_1; D_1	Idem
7	Diametrul mediu al șurubului și al piuliței	d_2; D_2	Idem
8	Înălțimea filetului șurubului, respectiv al piuliței	t_1; T_1	Idem
9	Înălțimea utilă a filetului	t_2	Idem
10	Unghiul de înfășurare	β	figura 4.63
11	Sensul de înfășurare	—	— sens normal dreapta (fig. 4. 64, *a*) — stînga (fig. 4.64, *b*)

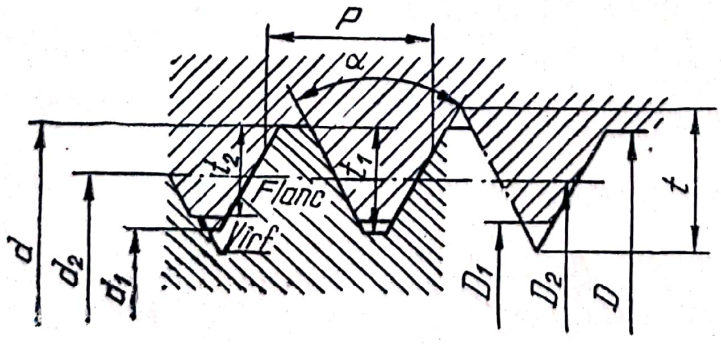


Fig. 4.61. Elementele geometrice ale filetului.

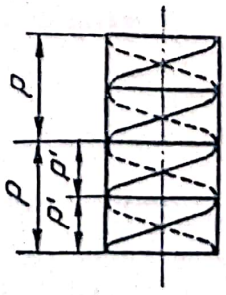


Fig. 4.62. Filet cu mai multe începuturi.

iar din figura 4.63 se obține

$$\operatorname{tg} \beta_m = \frac{p}{\pi d_2}. \qquad (4.27)$$

Filetele cilindrice sînt prezentate în tabelul 4.13.

Tabelul 4.13

Filete cilindrice

Nr. crt.	Scopul asamblării	Denumirea filetului	Observații
1	Filete de fixare	Metric (fig. 4.65)	Profilul conform STAS 6371-61, diametrele și pasul conform STAS 981-74; 510-74 Avantaje: autofrînare bună, execuție simplă
		Whitworth (fig. 4.66)	Tolerate pentru piese de schimb, STAS 611-49
2	Filete de fixare-etanșare	Filetul în țoli pentru țevi	STAS 402-68
3	Filete de mișcare	Trapezoidal (fig. 4.67)	Avantaje: preia sarcini în ambele sensuri, rezistență mare, posibilitate de scoatere a jocurilor, STAS 2113-66
		Ferăstrău (fig. 4.68)	Transmite sarcini într-un singur sens, STAS 2166-66
		Pătrat (fig. 4.69)	Avantaje: frecare și uzură mică, randament mare, STAS 3202-52; 3126-52; 3125-52
		Rotund (fig. 4.70)	Acționări în ambele sensuri, se utilizează în medii cu impurități, STAS 668-49

Filetele conice se folosesc mai des ca filete de fixare-etanșare. Ele sînt standardizate în STAS 6423-65 și STAS 402-68 și prezintă următoarele avantaje față de filetele cilindrice: etanșare mai bună, repartiție mai uniformă a sarcinii pe spirele filetului, asamblarea mai rapidă, posibilitatea compensării jocurilor rezultate din uzură etc. Au dezavantajul unei execuții mai dificile și mai costisitoare. Se întîlnesc două variante constructive, în funcție de poziția profilului filetului pe conul de înfășurare: cu bisectoarea unghiului flancurilor profilului perpendiculară pe axa piesei filetate (fig. 4.71, *a*) și cu bisectoarea unghiului flancurilor profilului perpendiculară pe generatoarea conului de înfășurare (fig. 4.71, *b*).

Scanned with OKEN Scanner

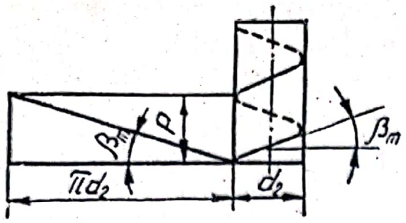


Fig. 4.63. Unghiul de înfășurare al filetului.

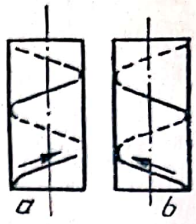


Fig. 4.64. Sensul de înfășurare al filetului:
a—dreapta;
b—stînga.

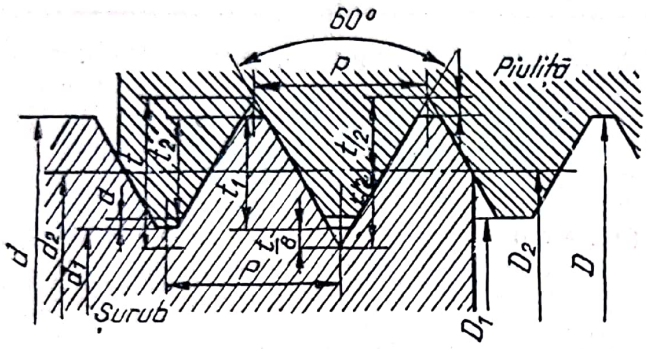


Fig. 4.65. Filet metric.

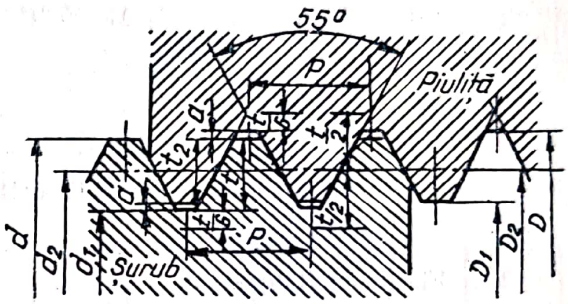


Fig. 4.66. Filet Whitworth.

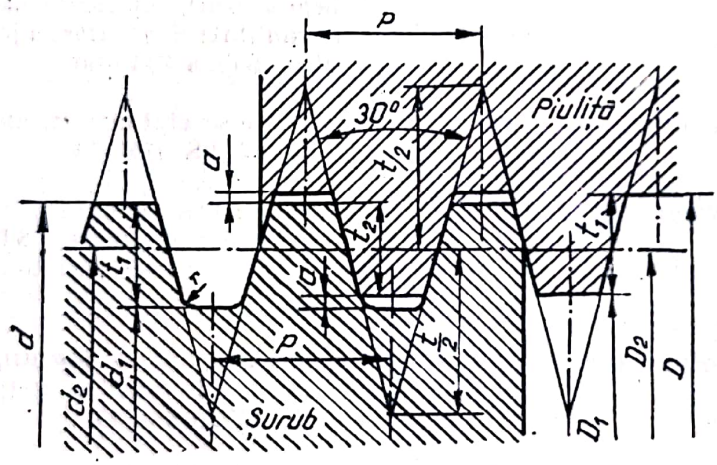


Fig. 4.67. Filet trapezoidal.

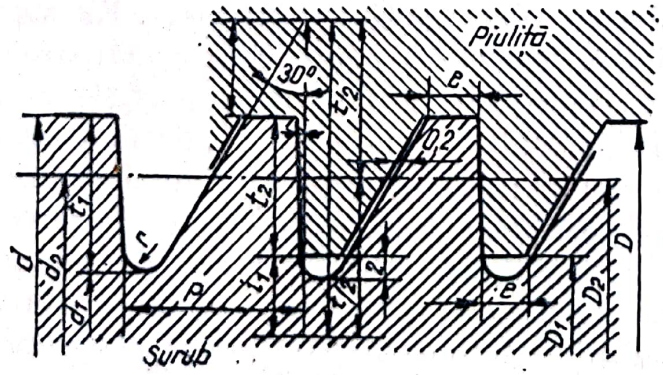


Fig. 4.68. Filet ferăstrău.

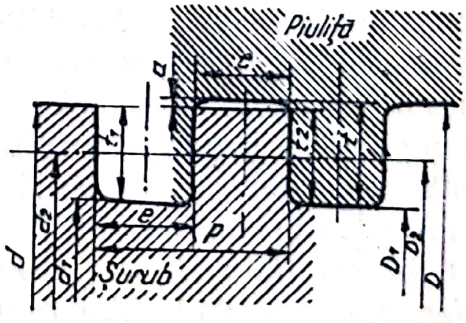


Fig. 4.69. Filet pătrat.

Scanned with OKEN Scanner

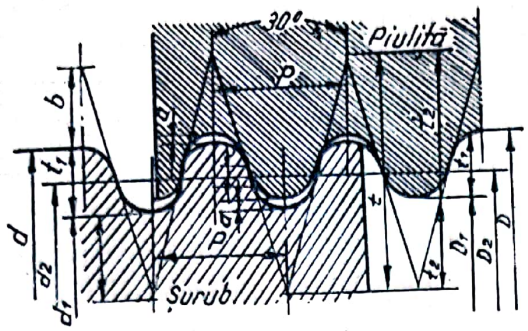


Fig. 4.70. Filet rotund.

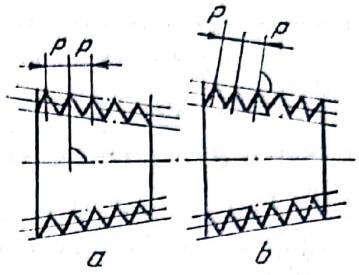


Fig. 4.71. Filet conic.

4.6.2.2. Șuruburile

După scopul urmărit, șuruburile se împart în șuruburi de fixare și șuruburi de mișcare.

a) *Șuruburile de fixare.* În tabelul 4.14 sînt date cele mai frecvente tipuri de șuruburi, prezoane și știfturi filetate.

Găurile de trecere pentru șuruburi sînt prescrise în STAS 3336-64; în tabelul 4.15 se dă un extras din acest STAS.

b) *Șuruburile de mișcare*; acestea sînt: cinematice și de acționare. Primele se utilizează pentru transformarea mișcării de rotație în mișcare de translație sau ca șuruburi de măsurare, reglare etc.; ele nu transmit forțe mari. Șuruburile de acționare preiau forțe axiale importante și se utilizează la prese, cricuri etc.

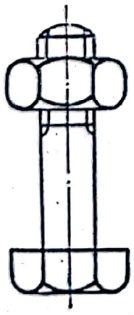


Fig. 4.72. Șurub cu cap hexagonal.

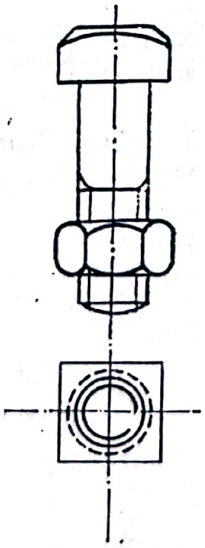


Fig. 4.73. Șurub cu cap pătrat.

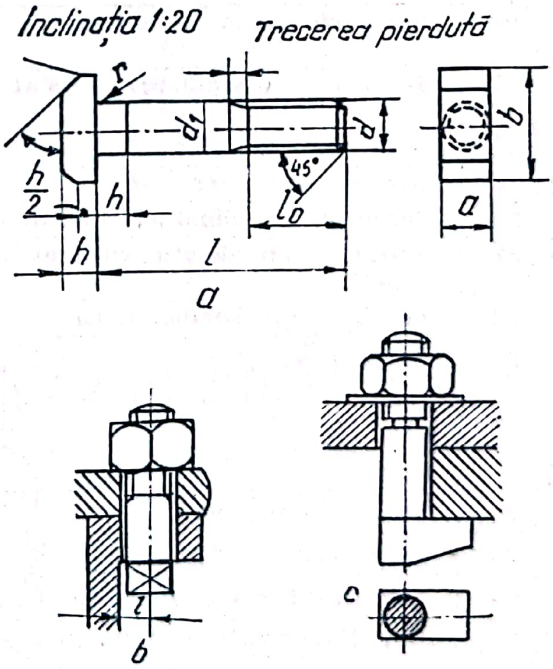


Fig. 4.74. Șurub cu cap ciocan.

Tabelul 4.14

Tipuri de şuruburi, prezoane şi ştifturi filetate

Nr. crt.	Denumirea	STAS	Observaţii
1	Şurub cu cap hexagonal	920-69 6229-69 4272-70	figura 4.72
2	Şurub cu cap hexagonal filetat pînă sub cap	2117-69 6219-69 4845-70	
3	Şurub de păsuire cu cap hexagonal	5930-70	
4	Şurub cu cap pătrat	1472-69	figura 4.73
5	Şurub cu cap ciocan		figura 4.74
6	Şurub cu cap ciocan şi gît pătrat	2568-71	figura 4.74, *a*
7	Şurub cu cap triunghiular, cu gît	8868-72	
8	Şurub cu cap semirotund şi nas	1470-70	figura 4.75, *a*
9	Şurub cu cap înecat şi nas	1474-70	figura 4.75, *b*
10	Şurub cu cap înecat şi gît pătrat	1477-70	figura 4.75, *c*
11	Şurub cu ochi	5451-70	figura 4.76
12	Şurub pentru fundaţii	2350-70	figura 4.77
13	Prezon	4552-67	figura 4.78 figura 4.79
14	Prezon distanţier		figura 4.80
15	Şurub cu cap cilindric, crestat	3954-69 7517-73 8423-69 7519-71	figura 4.81, *a*, *b*
16	Şurub cu cap înecat, crestat	7518-71 2571-69	figura 4.81, *c*
17	Şurub cu cap semiînecat, crestat	3167-69 7520-71	figura 4.81, *e*
18	Şurub cu cap striat	5302-69	
19	Şurub pentru canale T	1386-70	
20	Şurub cu cap cilindric, bombat, crestat	4883-69	
21	Şurub cu cap cilindric, cu locaş hexagonal	5144-70	figura 4.82
22	Şurub cu cap bombat şi nas	1476-70	figura 4.84
23	Şurub pentru lemn	1451-71 1452-71 1453-71 1454-51 1455-71	figura 4.83
24	Şurub autofiletant		figura 4.85
25	Şurub pentru zidărie		figura 4.86
26	Ştift filetat cu crestătură, cu vîrf teşit	4770-69	
27	Ştift filetat cu crestătură, cu cep	4867-69	figura 4.81, *d*
28	Ştift filetat cu crestătură, cu vîrf conic	4771-69	
29	Ştift filetat cu crestătură, cu cap conic	4847-67	

Scanned with OKEN Scanner

Tabelul 4.15

Găuri de trecere pentru şuruburi

Diametrul şurubului în mm	3	6	9	12	18	24	36	45	48	60
	Diametrul găurilor în mm									
Mecanică fină şi maşini unelte de înaltă precizie	3,2	6,4	9,5	13	19	25	37	46	50	62
Mecanică fină (materiale sintetice, porţelan)	3,5	6,6	10	13,5	19,5	26	nestandardizat (neuzuale)			
Construcţia de maşini în general, conducte	3,7	7	10,5	14	20	27	39	48	52	65
Găuri turnate	nu se toarnă			15	22	30	42	52	56	72

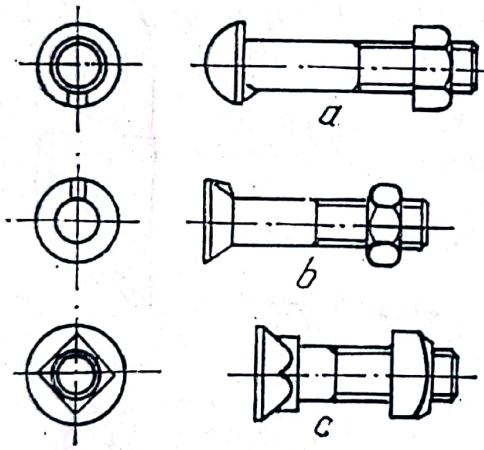


Fig. 4.75. Şurub cu cap semirotund cu nas şi şuruburi cu cap semiînecat.

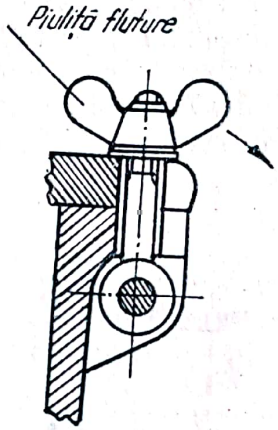


Fig. 4.76. Şurub cu ochi.

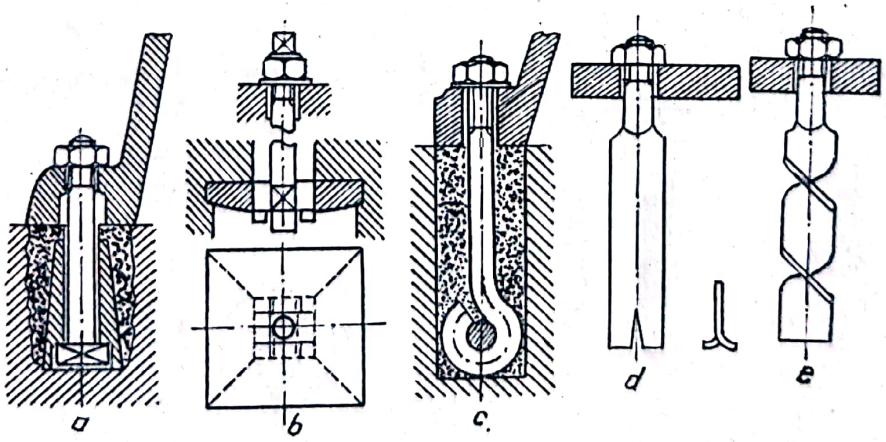


Fig. 4.77. Şuruburi pentru fundaţii.

Scanned with OKEN Scanner

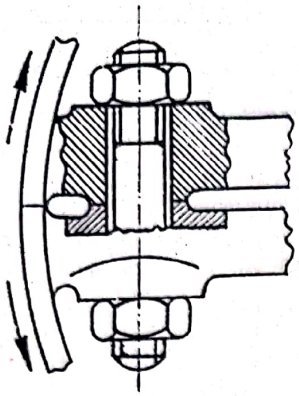


Fig. 4.78. Asamblarea unui volant din două bucăți cu prezon.

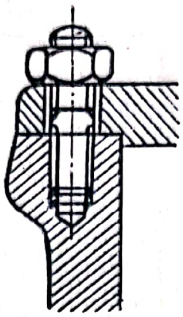


Fig. 4.79. Prezon.

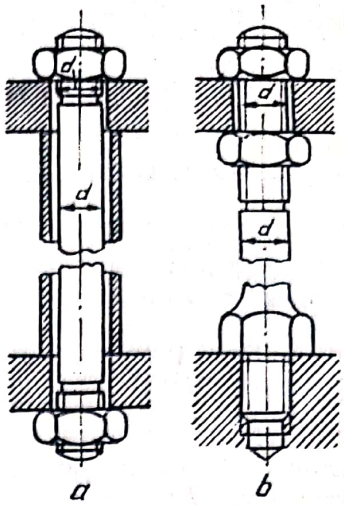


Fig. 4.80. Prezon distanțier.

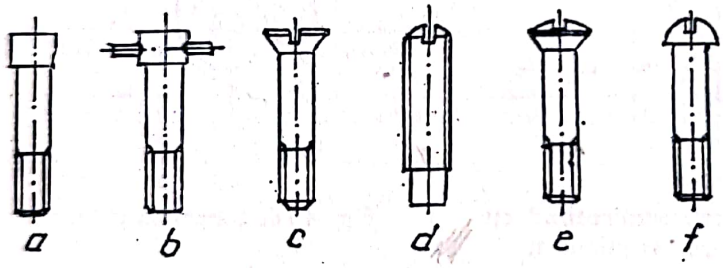


Fig. 4.81. Șuruburi cu cap cilindric, cu cap înecat, cu cap semiînecat și cu cap semirotund.

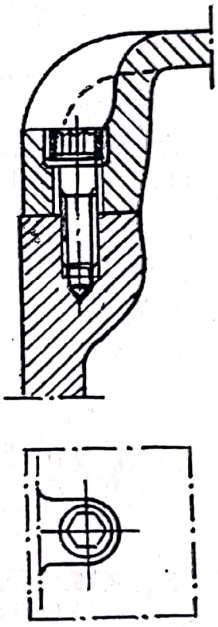


Fig. 4.82. Șurub cu locaș hexagonal.

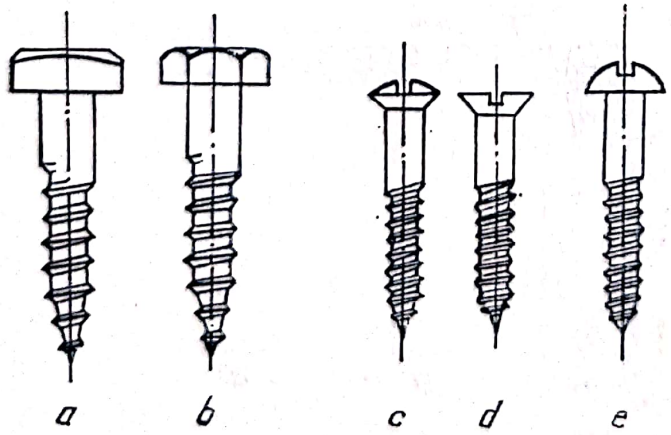


Fig. 4.83. Șuruburi pentru lemn.

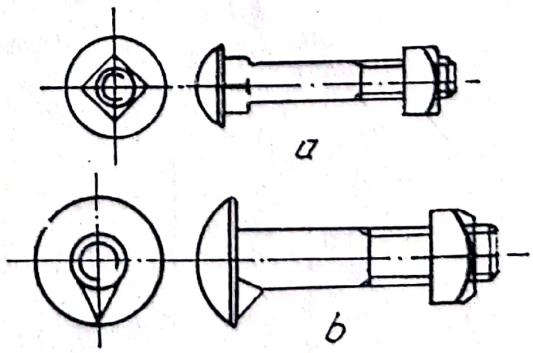


Fig. 4.84. Șuruburi cu cap bombat și nas.

Scanned with OKEN Scanner

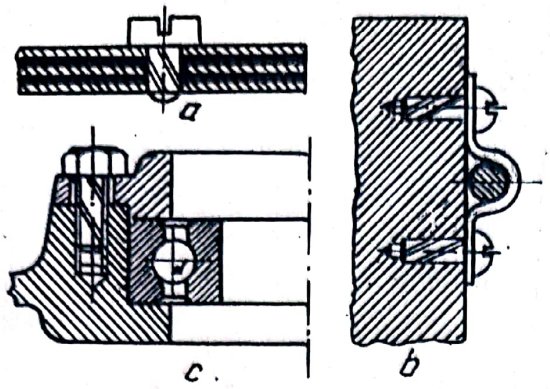


Fig. 4.85. Şurub autotăietor.

Fig. 4.86. Şurub pentru zidărie.

4.6.2.3. Piuliţele

Piuliţele se întîlnesc în forme foarte variate. În principal se deosebesc : piuliţe brute (presate) şi piuliţe finisate (prelucrate). Cele mai răspîndite sînt piuliţele hexagonale, STAS 922-69 ; 4071-69 ; 6218-69 ; 8123-68 ; 9308-73 (fig. 4.87) şi pot avea una sau ambele părţi teşite (fig. 4.88). Acestea pot fi normale, joase, înalte, cu guler etc. (STAS 1450/4-74). Deschiderea cheii (S) este funcţie de diametrul circumscris vîrfurilor piuliţei (D).

$$S = 0{,}866\ D.$$

În afară de piuliţele arătate mai sus, în funcţie de scop, spaţiul de montare, sistemul de asigurare etc. se mai întîlnesc numeroase forme de piuliţe : piuliţa pătrată (fig. 4.88, c), STAS 926-69, piuliţă crenelată (fig. 4.89), STAS 4073-69 şi 4072-70, piuliţă înfundată (fig. 4.90), piuliţă rotundă cu caneluri, STAS 5012-69, cu găuri radiale STAS 5330-69, găuri frontale, STAS 5331-69, piuliţă fluture, STAS 3923-71 (fig. 4.76), piuliţă cu inel, STAS 3186-68 (fig. 4.91) etc.

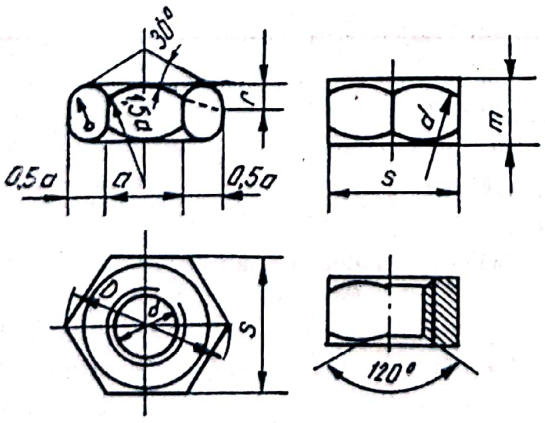


Fig. 4.87. Piuliţă hexagonală.

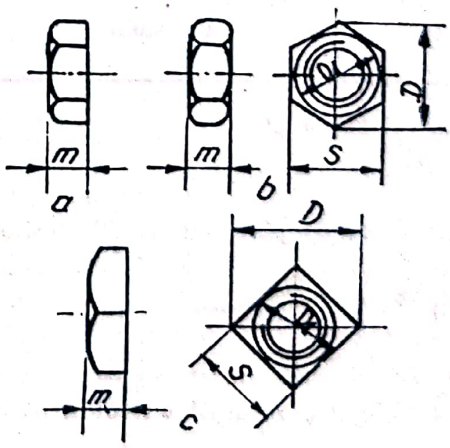


Fig. 4.88. Teşirea piuliţelor: a, b — hexagonale; c — pătrate.

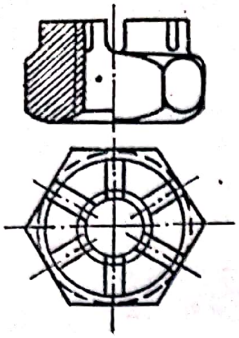


Fig. 4.89. Piuliță crenelată.

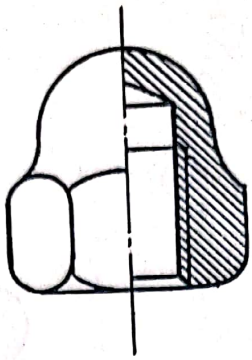


Fig. 4.90. Piuliță înfundată.

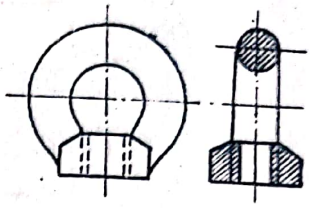


Fig. 4.91. Piuliță cu inel.

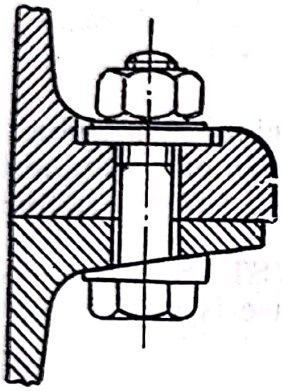


Fig. 4.92. Exemplu de utilizare a șaibelor.

4.6.2.4. Șaibele

Șaibele sînt discuri metalice de formă inelară ce se interpun între piuliță și piesă, în următoarele cazuri: cînd suprafața de așezare a piuliței sau a capului șurubului este neprelucrată, cînd șurubul se montează cu joc mare în gaură, cînd se strîng piese din materiale relativ moi, cînd suprafața de așezare a piuliței, respectiv a capului șurubului, este înclinată (fig. 4.92) etc. Șaibele sînt standardizate, forma de bază fiind cea rotundă și uneori cea pătrată.

Clasificarea șaibelor este dată în tabelul 4.16.

Tabelul 4.16

Clasificarea șaibelor

Nr. crt.	Denumirea	STAS	Observații
1	Șaibă plată	1388-72 5200-72	Șaiba e rotundă, cu gaură rotundă
2	Șaibă plată cu muchie teșită	7565-66	
3	Șaibă pătrată	7565-66	Șaiba are gaura rotundă, se utilizează pentru lemn
4	Șaibă rotundă cu gaură pătrată	7565-66	Se recomandă pentru lemn
5	Șaibă pentru profile U și I	2242-57	

Scanned with OKEN Scanner

4.6.2.5. Cheile

Strîngerea piuliţelor şi a şuruburilor se realizează cu ajutorul cheilor. Întotdeauna se va avea în vedere la proiectare, posibilitatea de montare a şuruburilor şi de manevrare a cheii (fig. 4.93), stabilită prin STAS 776-67. Cele mai răspîndite chei sînt redate în figurile 4.94 . . . 4.97.

Se menţionează faptul că o strîngere corectă se poate face numai cu ajutorul cheilor dinamometrice, de aceea folosirea acestora este o cerinţă a tehnicii moderne.

4.6.3. Material

Materialele pentru şuruburi, piuliţe şi accesoriile lor de montaj sînt indicate în STAS-urile de formă şi dimensiuni. Condiţiile generale sînt prezentate în STAS 2700/3-69 şi 2700/4-69. În general, materialul de bază este oţelul laminat (OL) şi oţelurile carbon de calitate (OLC), sau uneori chiar oţeluri aliate, tratate termic. În medii corozive se utilizează oţeluri speciale. În ultimii ani, se utilizează în construcţia unor şuruburi şi piuliţe,

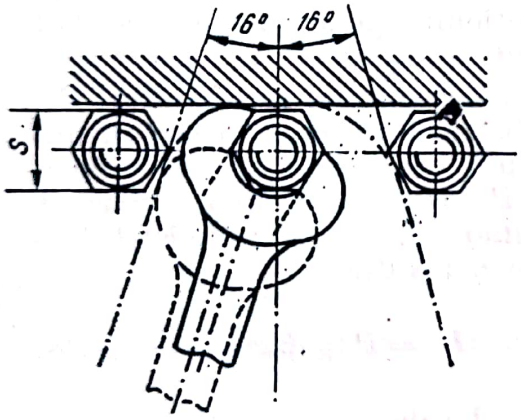


Fig. 4.93. Spaţiul necesar manevrării cheii.

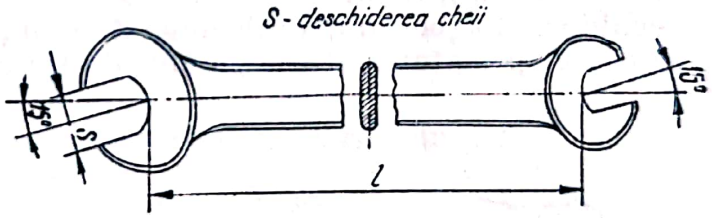


Fig. 4.94. Cheie fixă.

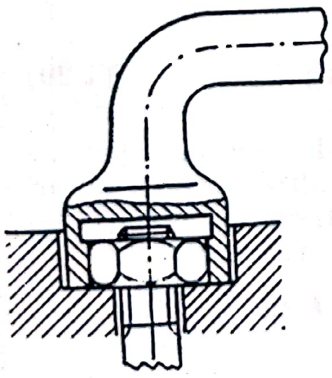


Fig. 4.95. Cheie tubulară.

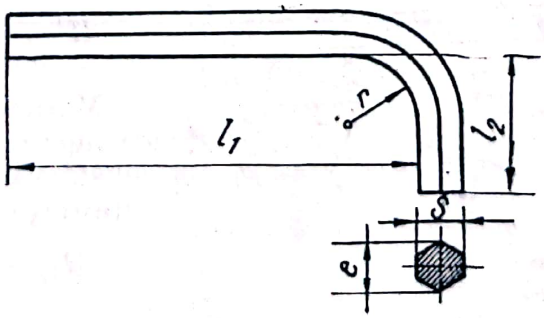


Fig. 4.96. Cheie pentru şuruburi cu locaş hexagonal.

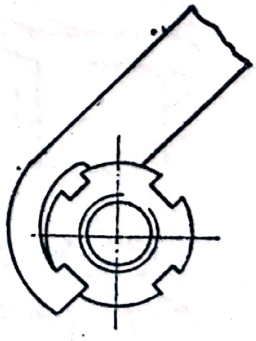


Fig. 4.97. Cheie cu cap cîrlig.

Scanned with OKEN Scanner

mai puţin solicitate, materiale plastice armate metalic. Alegerea adecvată a materialului este foarte importantă, atît sub aspectul siguranţei în funcţionare, cît şi al factorului economic.

Rectificarea sau îndesarea prin rulare a filetului după tăiere sînt metode tehnologice ce îmbunătăţesc sensibil comportarea şuruburilor la oboseală. Aplicarea anumitor tratamente termice şi termochimice măresc de asemenea rezistenţa la oboseală.

Din punct de vedere al preciziei de execuţie, standardele noastre prevăd trei clase : fină, mijlocie şi grosolană.

4.6.4. Consideraţii teoretice

4.6.4.1. Sistemul de forţe şi randamentul asamblărilor filetate

a. **Frecarea şi condiţia de autofrînare.** Strîngerea piuliţei unei asamblări filetate sub acţiunea unei forţe F se poate echivala cu deplasarea pe un plan înclinat (cu unghiul de înclinare β_m), a unei greutăţi concentrate de aceeaşi mărime F (fig. 4.98). Forţa H, necesară împingerii greutăţii F pe planul înclinat, este identică cu forţa ce acţionînd pe diametrul mediu al filetului, dă naştere momentului necesar pentru strîngerea piuliţei.

După cum se observă din figura 4.98, descompunînd forţele după direcţia planului înclinat şi o direcţie perpendiculară pe acesta, componenta $H \cos \beta_m$ trebuie să învingă componenta $F \sin \beta_m$ (datorită forţei F) şi forţa de frecare F_f, a cărei valoare este $F_f = \mu(F \cos \beta_m + H \sin \beta_m)$. Scriind echilibrul forţelor după cele două direcţii şi înlocuind pe μ (coeficientul de frecare) prin tangenta unghiului de frecare φ rezultă

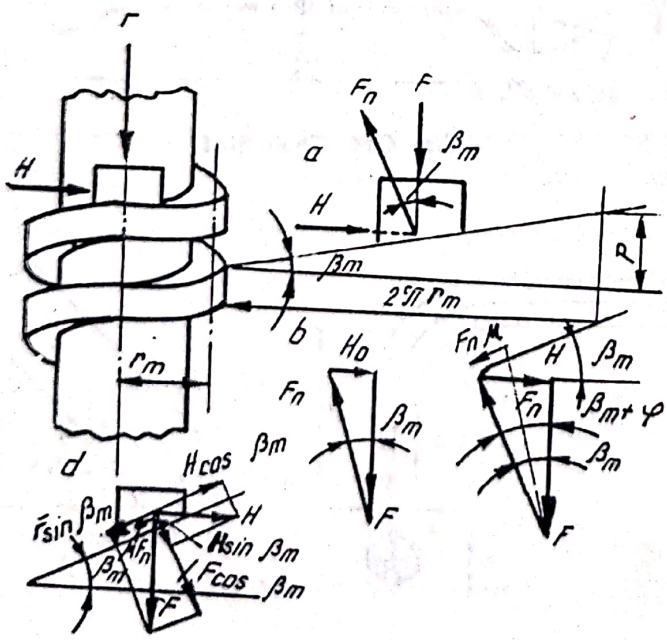


Fig. 4.98. Sistemul de forţe într-o asamblare filetată.

$$H = F \operatorname{tg}(\beta_m + \varphi). \quad (4.28)$$

La desfacerea piuliţei, sensul forţei de frecare se schimbă, iar forţei H îi va corespunde forţa H',

$$H' = F \operatorname{tg}(\beta_m - \varphi). \quad (4.29)$$

Momentul necesar pentru strîngerea piuliţei (fără a lua în considerare frecarea piuliţei pe suprafaţa de reazem) este

$$M_{t_1} = r_m F \operatorname{tg}(\beta_m + \varphi) =$$

$$= F \frac{d_2}{2} \operatorname{tg}(\beta_m + \varphi). \quad (4.30)$$

Scanned with OKEN Scanner

Aceste considerații sînt valabile la filetele cu flancurile neînclinate (filetul pătrat). La filetele cu flancuri înclinate (triunghiulare etc.), forța de frecare F'_f se mărește datorită componenței normale pe suprafața flancului, care este mai mare decît forța axială F (fig. 4.99), rezultînd relația :

$$F'_f = \mu \frac{2F}{2\cos\frac{\alpha}{2}} = F\frac{\mu}{\cos\frac{\alpha}{2}} = F\,\mu', \quad (4.31)$$

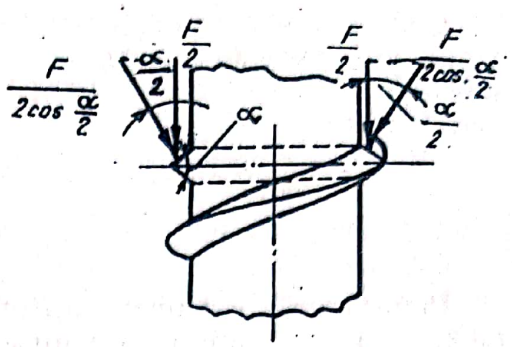


Fig. 4.99. Descompunerea forțelor în cazul filetelor cu flancuri înclinate.

unde

$$\mu' = \frac{\mu}{\cos\frac{\alpha}{2}} \quad \text{sau} \quad \mu' = \operatorname{tg}\,\varphi'. \quad (4.32)$$

În această interpretare, relațiile (4.28—4.30) devin :

$$H = F\operatorname{tg}(\beta_m + \varphi'); \quad (4.33)$$

$$H' = F\operatorname{tg}(\beta_m - \varphi'); \quad (4.34)$$

$$M_{t_1} = F\frac{d_2}{2}\operatorname{tg}(\beta_m + \varphi'). \quad (4.35)$$

Valori pentru coeficienții de frecare se dau în tabelul 4.17.

Tabelul 4.17

Valori pentru coeficienți de frecare

Felul prelucrării și tipul uleiului de ungere	Material	Coeficientul de frecare μ
Prelucrare de precizie medie	oțel pe oțel	0,11 —0,15
Ulei de mașină	oțel pe oțel zincat	0,09 —0,118
	oțel zincat pe oțel zincat	0,076
	oțel pe oțel placat cu aluminiu	0,049—0,059
Ulei grafitat	—	0,051—0,079
Prelucrare grosolană. Fără ungere	—	0,36 —0,38

Scanned with OKEN Scanner

Condiția de autofrînare a piuliței este îneplinită dacă la deșurubare trebuie să se acționeze cu o forță H' (de sens contrar cu forța de înșurubare), adică $H' < 0$. Avînd în vedere relațiile (4.29) și (4.34), rezultă condiția de autofrînare :

$$\beta_m \leqslant \varphi ; \tag{4.36}$$

$$\beta_m \leqslant \varphi'. \tag{4.37}$$

Pentru a fi asigurată autofrînarea, șuruburile de fixare se execută cu $\beta_m = 1 - 3°$, iar cele de mișcare cu un singur început cu $\beta_m = 4 - 5°$.

b. **Randamentul asamblărilor filetate.** La o rotire completă a piuliței, sarcina F se deplasează cu un pas p, astfel se poate scrie randamentul șurubului :

$$\eta = \frac{L_u}{L_c} = \frac{Fp}{H 2\pi r_m}, \tag{4.38}$$

sau,

$$\eta = \frac{\operatorname{tg} \beta_m}{\operatorname{tg}(\beta_m + \varphi)}. \tag{4.39}$$

Cum $\varphi' > \varphi$, rezultă că filetele cu flancuri înclinate au randamentul mai scăzut decît cele cu flancurile drepte. La limita de autofrînare, $\beta_m = \varphi$; de unde rezultă că randamentul maxim al șurubului cu autofrînare este

$$\eta_0 = \frac{\operatorname{tg} \varphi}{\operatorname{tg} 2\varphi} = \frac{1}{2} - \frac{\operatorname{tg}^2 \varphi}{2}. \tag{4.40}$$

În concluzie, toate filetele cu autofrînare au randamentul mai mic de 50 %.

Randamentul șurubului depinde de coeficientul de frecare și înclinația spirei. Pentru a afla influența înclinației spirei asupra randamentului, se anulează derivata randamentului în funcție de parametrul variabil β_m :

$$\frac{\mathrm{d}}{\mathrm{d}\beta_m}\left(\frac{\operatorname{tg} \beta_m}{\operatorname{tg}(\beta_m + \varphi)}\right) = 0. \tag{4.41}$$

Înlăturînd soluțiile banale, rezultă că randamentul este maxim pentru

$$\beta_m = 45° - \frac{\varphi}{2}. \tag{4.42}$$

În figura 4.100 este reprezentată variația randamentului pentru o valoare constantă a unghiului de frecare ($\varphi = 6°$), atît pentru filetul pătrat, cît și pentru cel triunghiular.

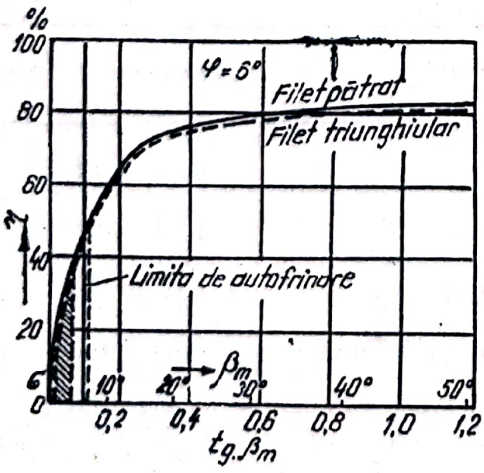


Fig. 4.100. Randamentul asamblărilor filetate.

Randamentul şurubului trebuie luat în consideraţie la transmisii de energie, cînd se utilizează filete cu unghiuri de înclinaţie mari.

4.6.4.2. Solicitările principale din şurub şi piuliţe

Calculul şuruburilor şi al piuliţelor prezintă o serie de dificultăţi datorită necunoaşterii precise a tuturor solicitărilor produse de variaţia forţelor, a temperaturilor, a şocurilor etc., precum şi datorită crestăturii filetului, care introduce mari concentratori de tensiuni. Şuruburile importante, greu solicitate, se vor calcula riguros, cu luarea în consideraţie a tuturor factorilor arătaţi mai sus. Şuruburile obişnuite se calculează pe baza următoarelor ipoteze simplificatoare :

— sarcina exterioară F lucrează în axa şurubului ;

— sarcina se repartizează uniform asupra spirelor piuliţei şi ale şurubului ;

— sarcina ce revine unei spire se repartizează uniform pe suprafaţa ei.

Solicitările principale care intervin sînt :

a) Tija şurubului este solicitată la tracţiune sau compresiune ;

b) Suprafaţa de contact a spirelor este solicitată la presiune de contact ;

c) Spira filetului este supusă la încovoiere şi forfecare.

a) *Calculul tijei şurubului*

Aplicînd formula cunoscută din Rezistenţa materialelor, se poate scrie

$$F = \frac{\pi d_1^2}{4} \sigma_{at}. \tag{4.43}$$

Cu relaţia (4.43) se poate determina diametrul interior al şurubului d_1, sau se poate face verificarea la solicitările existente.

b) *Calculul filetului la presiune de contact*

Acest calcul este necesar pentru a evita uzura prematură a flancurilor în contact.

Considerînd proiecţia suprafeţei de contact pe un plan perpendicular pe axa şurubului, ca fiind de formă inelară, se poate scrie

$$F = \frac{\pi}{4} (d^2 - d_1^2) zq, \tag{4.44}$$

unde :

q este presiunea dintre spirele piuliţei şi ale şurubului ;

z — numărul de spire.

Ţinînd seama de neuniformitatea repartiţiei presiunilor, printr-un coeficient K_m, formula (4.44) devine

$$F = K_m \frac{\pi}{4} (d^2 - d_1^2) zq, \tag{4.45}$$

unde $K_m \simeq 5 \frac{p}{d}$.

Scanned with OKEN Scanner

Din relaţia (4.45) se poate calcula numărul de spire z;

$$z = \frac{4F}{\pi K_m (d^2 - d_1^2) q_a} \approx 10 - 11 \text{ spire.} \qquad (4.46)$$

Înălţimea piuliţei se poate determina cu relaţia

$$m = zp. \qquad (4.47)$$

Înlocuind forţa F cu valoarea rezultată din relaţia (4.43), precum şi toate elementele geometrice în funcţie de diametrul nominal al şurubului, $d_1 \approx 0{,}8\,d$, pentru un şurub din OL 37, cu $\sigma_{at} \approx 800$ daN/cm² şi $q_a = 350$ daN/cm², rezultă

$$m = 0{,}75\ d. \qquad (4.48)$$

c) *Solicitarea de forfecare şi încovoiere*

Condiţia de rezistenţă la forfecare se poate scrie, conform figurii 4.101,*a*, astfel :

$$F = K_f K_m \pi m\, d_1\, \tau_f, \qquad (4.49)$$

unde $K_f = \frac{h}{p}$ este coeficientul de formă al filetului.

Cu relaţia (4.49) se face verificarea la forfecare sau calculul înălţimii piuliţei :

$$m = \frac{F}{F_f K_m \pi d_1 \tau_f}. \qquad (4.50)$$

Verificarea la încovoiere se face considerînd spira desfăşurată ca o grindă încastrată în secţiunea $\pi\, d_1\, h$, încărcată cu sarina $\frac{F}{z}$ ce acţionează la distanţa $\left(\frac{t_2}{2} + a\right)$ (fig. 4.101, *b*)

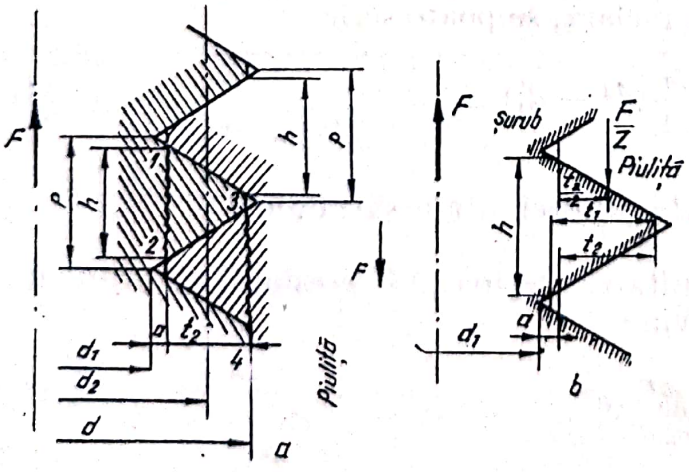


Fig. 4.101. Solicitarea filetului : *a* — forfecare ; *b* — încovoiere.

$$M_i = \frac{F}{z}\left(\frac{t_2}{2} + a\right) =$$

$$= \frac{1}{6}\pi d_1 h^2 \sigma_{ai}. \qquad (4.51)$$

Relaţia (4.51) serveşte pentru verificarea la încovoiere sau pentru calculul înălţimii piuliţei la aceeaşi solici-

tare. Efectuînd calculul înălțimii piuliței pe baza solicitării de încovoiere admițînd $\sigma_{at} = \sigma_{at}$; $t_2 \approx 0{,}54\,p$; $a \approx 0{,}054\,p$; $d_1 \approx 0{,}8\,d$ și $h \approx 0{,}85\,p$, rezultă

$$m = 0{,}58\,d. \tag{4.52}$$

Cînd piulița se execută dintr-un material inferior șurubului se vor verifica spirele piuliței la toate solicitările arătate.

Standardele au adoptat înălțimea piuliței $m = 0{,}8\,d$. Din calculele de mai sus reiese că solicitarea principală a filetului — în special pentru șuruburile de mișcare — este cea de strivire.

4.6.4.3. Asamblări cu prestrîngere

a. **Efectul forței de prestrîngere.** Practica arată că în multe cazuri este necesară strîngerea piuliței, astfel încît să apară în șurub o anumită forță F_0, numită forță de prestrîngere. Fixarea capacelor de cilindri la mașinile de forță, a carcaselor unor turbine, a unui lagăr pe suportul său etc., sînt cîteva exemple de asamblări cu prestrîngere.

Efectul forțelor de prestrîngere se poate studia pe un exemplu concret de solidarizare a unui capac ca un recipient (fig. 4.102), concluziile rămînînd valabile în general la strîngerea mai multor piese.

În faza de montare (fig. 4.102, *a*), piulița se strînge cu mîna pînă la dispariția jocurilor din asamblare, în interiorul recipientului neacționînd nici o forță. Strîngînd piulița în continuare, cu cheia (fig. 4.102, *b*), apare în șurub forța de prestrîngere F_0, care provoacă la rîndul ei o lungire a șurubului cu Δl_s și o comprimare a flanșelor cu Δl_f. Deci, la montare, asamblarea ajunge într-o stare de tensiune, producîndu-se deformația șurubului și a flanșelor.

Cînd între flanșe se introduce o garnitură de etanșare, fenomenul este același, numai că Δl_f poate fi sensibil mai mare decît Δl_s.

În cazul în care intervine și forța de exploatare F (fig. 4.102, *c*), șurubul se lungește suplimentar cu $\Delta' l_s$ și în aceeași măsură, datorită elasticității materialului, flanșele se pot destinde cu $\Delta' l_f = \Delta' l_s$; prin aceasta însă forța de prestrîngere inițială se reduce de la F_0 la F_0'.

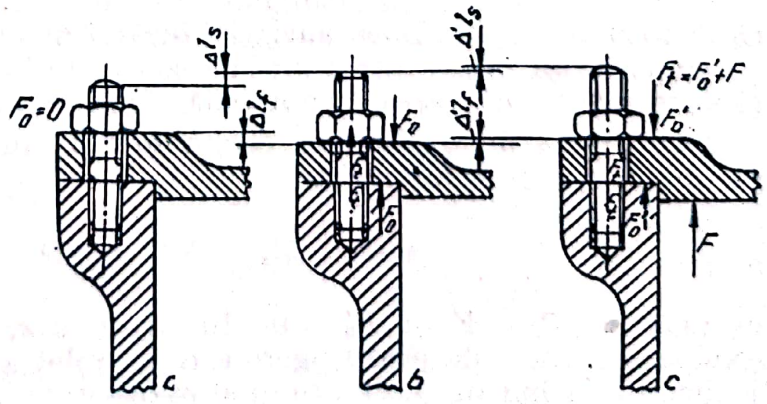


Fig. 4.102. Efectul forțelor de prestrîngere.

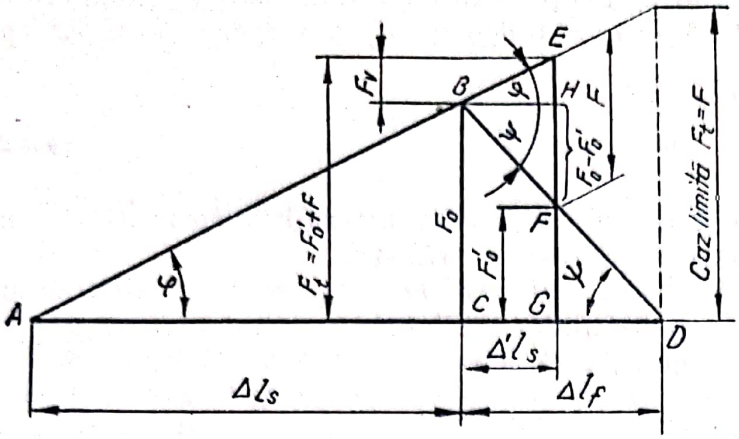


Fig. 4.103. Diagrama forţelor şi a deformaţiilor.

Reprezentînd într-o diagramă deformaţiile elastice în funcţie de forţe (fig. 4.103), se pot analiza mai profund fenomenele ce au loc. Se adoptă o scară a forţelor la care se reprezintă forţa de prestrîngere iniţială F_0, iar perpendicular pe aceasta, se reprezintă deformaţiile Δl_s şi Δl_f, la o scară convenabilă, de o parte şi de alta a forţei F_0, (deoarece acestea sînt de sens contrar). Unind punctul B cu A şi D se obţin cele două drepte caracteristice, a şurubului şi a flanşelor, acestea exprimînd variaţia forţei în funcţie de deformaţii.

Deoarece $\Delta' l_s$ are acelaşi sens cu Δl_s (amîndouă sînt lungiri), se va adăuga acesteia, obţinînd punctul G, de unde, ridicînd o perpendiculară pe AD, se obţine segmentul GE, care va exprima la scara forţelor forţa totală din şurub F_t. În acest punct deformaţia flanşelor fiind $\Delta l_f - \Delta' l_s$, rezultă că forţa ce strînge flanşele, deci forţa de prestrîngere remanentă este GF, adică $F'_0 < F_0$. Diferenţa dintre forţa totală F_t şi F'_0 este forţa de serviciu F.

Se observă din figură că :

$$F_t < F_0 + F \tag{4.53}$$

şi

$$F_t = F + F'_0 = F_0 + F_v, \tag{4.54}$$

unde F_v este forţa suplimentară (variabilă) ce apare în şurub.

Variaţia forţei de serviciu între 0 şi F, poduce o variaţie a forţei din şurub, între F_0 şi F_t. Diferenţa dintre F_t şi F_0 este forţa suplimentară F_v, sensibil mai mică decît F.

Forţa F_v este foarte importantă din punct de vedere al oboselii şurubului, deoarece dacă variaţia sarcinii exterioare are un caracter pulsator, $\frac{F_v}{2}$ reprezintă tocmai amplitudinea variaţiei încărcării şurubului.

Importanţa prestrîngerii iniţiale constă în faptul că asigură etanşarea şi micşorează solicitarea la oboseală a şurubului.

Dacă forţa de exploatare creşte foarte mult, pînă cînd deformaţia şurubului ajunge la valoarea

$$\Delta l_s + \Delta' l_s = AD, \tag{4.55}$$

rezultă că $F_t = F$ şi $F'_0 = 0$. În acest caz, sub acţiunea forţei de exploatare, forţa de prestrîngere este complet anulată ; în îmbinare apar jocuri, dispărînd în acelaşi timp şi etanşeitatea.

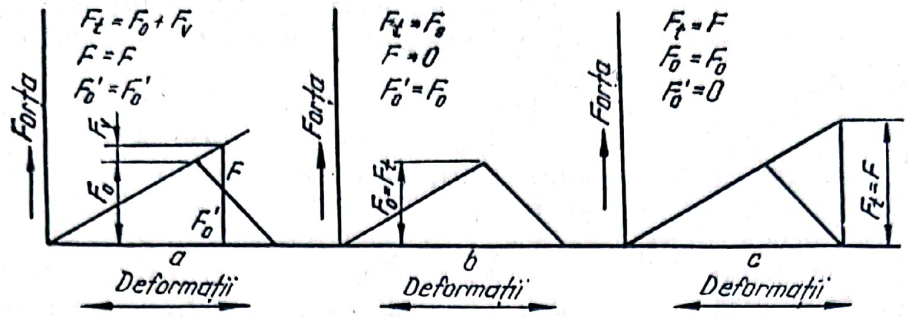


Fig. 4.104. Influența prestrîngerii asupra forțelor din asamblare

Posibilitățile extreme analizate mai sus sînt oglindite în figura 4.104.

Din diagrama forțelor și deformațiilor se observă că forța variabilă F_v se menține constantă atîta timp cît $F_0' \neq 0$, iar după dispariția forței de prestrîngere, forța variabilă F_v crește foarte repede, ducînd la ruperea șurubului prin oboseală. De aceea, se recomandă o forță de prestrîngere cît mai ridicată, însă fără ca efortul unitar, ce apare, să depășească două treimi din limita de curgere a materialului.

b. Rigiditatea elementelor îmbinării. Din diagrama deformațiilor (fig. 4.103) se observă că tangentele trigonometrice ale unghiurilor de înclinație a dreptelor caracteristice (φ și ψ) se pot exprima astfel :

$$\operatorname{tg}\varphi = \frac{F_0}{\Delta l_s} = \text{constant} = C_s\,; \tag{4.56}$$

$$\operatorname{tg}\psi = \frac{F_0}{\Delta l_f} = \text{constant} = C_f \tag{4.57}$$

Mărimile C_s și C_f sînt forțe raportate la unitatea de deformație, deci reprezintă rigiditatea șurubului, respectiv a flanșelor. Rigiditatea este forța ce provoacă o deformație unitară și are dimensiunea [daN/cm].

Numeric, rigiditatea este egală cu tangenta trigonometrică a unghiului de înclinație a dreptei caracteristice.

Inversul rigidității este elasticitatea pieselor considerate, indicînd deformația corespunzătoare unității de forță.

Dacă E_s, E_f ; A_s, A_f și l_s, l_f sînt modulele de elasticitate, secțiunile și lungimile șurubului, respectiv ale flanșelor și știind că :

$$\Delta l = \frac{l}{E}\sigma\,;\quad \sigma = \frac{F}{A}, \tag{4.58}$$

relațiile (4.56) și (4.57) devin :

$$\Delta l_s = F_0 \frac{l_s}{A_s E_s}\,;\quad \text{iar}\quad C_s = \frac{A_s E_s}{l_s}\,; \tag{4.59}$$

$$\Delta l_f = F_0 \frac{l_f}{A_f E_f}\,;\quad \text{iar}\quad C_f = \frac{A_f E_f}{l_f}\,. \tag{4.60}$$

Scanned with OKEN Scanner

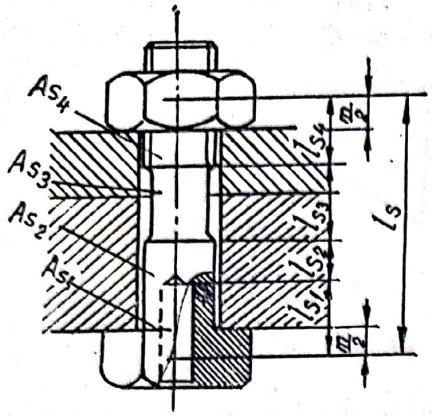


Fig. 4.105. Schema de calcul a rigidității șurubului.

În calculul rigidității, lungimea șurubului se consideră aceea reprezentată în figura 4.105.

Dacă șurubul are secțiuni diferite, lungirea lui totală sub sarcină este egală cu suma lungirilor porțiunilor cu secțiune constantă:

$$\Delta l_s = \Delta l_{s_1} + \Delta l_{s_2} + \ldots + \Delta l_{s_n}. \quad (4.61)$$

Ținînd seamă de relațiile (4.59) rezultă

$$\Delta l_s = F_0\left(\frac{l_{s_1}}{A_{s_1}E_s} + \frac{l_{s_2}}{A_{s_2}E_s} + \cdots + \frac{l_{s_n}}{A_{s_n}E_s}\right) = \frac{F_0}{C_s}. \quad (4.62)$$

Din relația (4.62) rezultă

$$\frac{1}{C_s} = \frac{1}{C_{s_1}} + \frac{1}{C_{s_2}} + \cdots + \frac{1}{C_{s_n}}. \quad (4.63)$$

În cazul flanșelor de grosime diferită sau din materiale diferite, la fel se poate scrie

$$\frac{1}{C_f} = \frac{1}{C_{f_1}} + \frac{1}{C_{f_2}} + \cdots + \frac{1}{C_{f_n}}. \quad (4.64)$$

În concluzie: *elasticitatea unui ansamblu de piese este egală cu suma elasticităților fiecărei piese în parte.*

Aprecierea secțiunii flanșelor A_f, introdusă în calculul rigidităților, se face pe baza considerentului că materialul dintre piesele strînse între piuliță și capul șurubului, care participă la deformația elastică de compresiune, este limitat la exterior cu aproximație de două mantale tronconice (fig. 4.106) ale căror generatoare formează un unghi de 90°, iar în interior de gaura D, necesară introducerii șurubului. Volumul de material astfel delimitat poate fi înlocuit cu cel al unui cilindru cu secțiunea transversală inelară, cu diametrul interior D și diametrul exterior D_0. Ținînd seamă de înclinarea la 45° a generatoarei tronconului și notînd cu D_1 diametrul exterior de rezemare al piuliței, din figura 4.106 se observă că dacă flanșele au grosime egală, secțiunea cilindrului de înlocuire este

$$A_f = \frac{\pi}{4}(D_0^2 - D^2) = \frac{\pi}{4}[(D_1 + l_{f_1})^2 - D^2]. \quad (4.65)$$

Dacă flanșele au grosimea diferită, $l_{f_1} \neq l_{f_2}$ și dacă sînt executate din materiale diferite, rigiditatea se va calcula cu relația (4.64), iar A_{f_1} și A_{f_2} cu formula (4.65).

Scanned with OKEN Scanner

Dacă materialul este același se poate calcula rigiditatea cu formula (4.60), unde $l_f = l_{f_1} + l_{f_2}$ iar suprafața A_f se determină cu relația

$$A_f = \frac{\pi}{4}\left[\left(D_1 + \frac{l_{f_1} + l_{f_2}}{2}\right)^2 - D^2\right]. \quad (4.66)$$

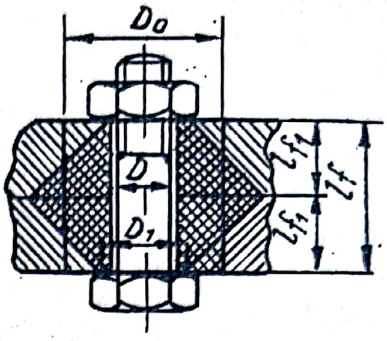


Fig. 4.106. Schema de calcul a rigidității flanșelor.

c. Determinarea forței variabile din șurub.

Din diagrama deformațiilor (fig. 4.103) se poate scrie

$$F = FH + HE = \Delta' l_s (C_s + C_f), \text{ sau } \Delta' l_s = \frac{F}{C_s + C_f}. \quad (4.67)$$

Din relația (4.67) se poate conclude că lungirea suplimentară a șurubului, după aplicarea forței de serviciu F, este determinată de mărimea acestei forțe și de suma rigidităților șurubului și a pieselor strînse. Lungirea suplimentară a șurubului $\Delta' l_s$ se poate exprima în funcție de forța suplimentară F_v:

$$\Delta' l_s = \frac{F_v}{C_s}. \quad (4.68)$$

Egalînd relațiile (4.67) și (4.68) rezultă

$$F_v = F \frac{C_s}{C_s + C_f}. \quad (4.69)$$

Relația (4.69) se interpretează astfel: cu cît rigiditatea șurubului este mai mică, în raport cu aceea a pieselor de îmbinat, cu atît sarcina suplimentară F_v este mai mică și șurubul este mai puțin solicitat la oboseală. Acest lucru se poate vedea și din figura 4.107, care arată că odată cu micșorarea rigidității șurubului, de la φ' la φ'' scade și forța F_v, de la F_v' la F_v''.

Din triunghiurile asemenea, $\triangle BHF \sim \triangle DCB$ (fig. 4.103), se poate scrie

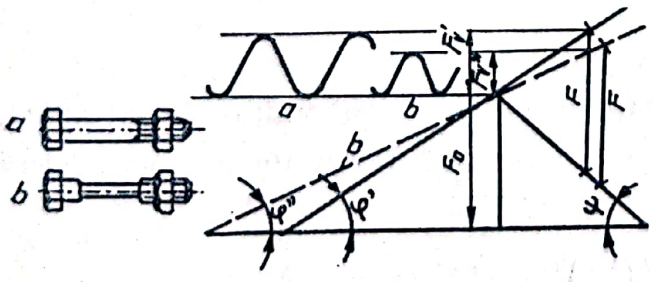


Fig. 4.107. Influența rigidității șurubului asupra forței variabile.

$$\frac{F_0 - F_0'}{F_0} = \frac{\Delta' l_s}{\Delta l_f}. \quad (4.70)$$

Din relația (4.70) se observă că micșorarea relativă a forței de prestrîngere inițială este cu atît mai redusă — fapt ce se urmărește în practică — cu cît deformația de compresie Δl_f a flanșelor este mai mare față de

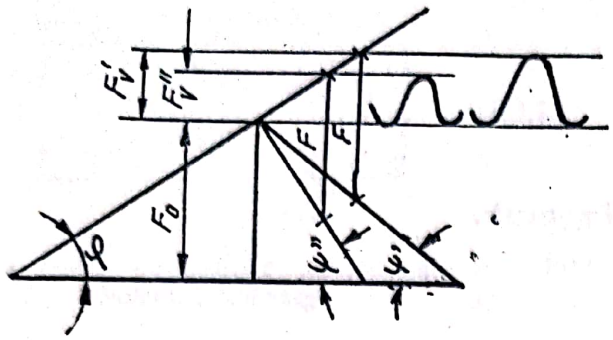


Fig. 4.108. Influența rigidității flanșelor asupra forței variabile.

$F_{t\,max} = F_0 + F_v = F_{t\,med} + \frac{F_v}{2}$

$F_{t\,min} = F_0 = F_{t\,med} - \frac{F_v}{2}$

$F_{t\,med} = \frac{1}{2}(F_{t\,max} + F_{t\,min})$

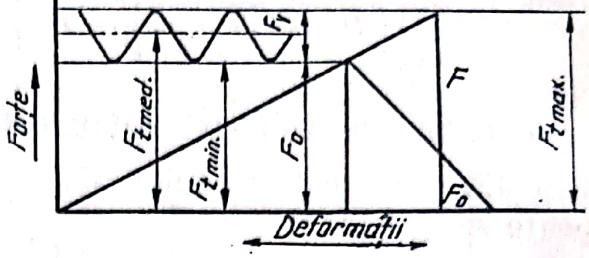


Fig. 4.109. Variația forței din șurub.

lungirea suplimentară $\Delta' l_s$ a șurubului. Asamblarea va fi cu atît mai etanșă cu cît materialul de etanșare va fi mai elastic, însă în acest caz forța suplimentară F_v crește, așa cum se vede din figura 4.108. Deci, cu micșorarea rigidității de la Ψ'' la Ψ', forța F_v crește de la F_v'' la F_v'.

Cînd forța de exploatare variază după un ciclu pulsator, încărcarea șurubului va oscila între valorile $F_{t\,med} \pm \frac{F_v}{2}$, așa cum se vede din figura 4.109.

Cunoscînd forțele F_{max}, F_{min}, și $F_{t\,med}$, se determină σ_{max}, σ_{min}, σ_{med}, precum și σ_v, astfel că se poate face verificarea la oboseală a șuruburilor respective, prin una din metodele cunoscute din Rezistența materialelor.

4.6.4.4. Solicitări suplimentare în șuruburi

a. **Efectul strîngerii piuliței.** La montaj, momentul M_{t_1} necesar pentru deplasarea sarcinii pe elice și învingerea frecării dintre spire în prezența forței axiale F_0, provoacă în șurub o solicitare de răsucire:

$$\tau_t = \frac{M_{t_1}}{W_p} = \frac{F_0 \frac{d_2}{2} \operatorname{tg}(\beta_m + \varphi)}{\frac{\pi}{16} d_1^3}. \qquad (4.71)$$

Acest efort unitar τ_t se suprapune peste efortul unitar de întindere, sau compresiune produs de sarcina F_0; $\sigma = \frac{4F_0}{\pi d_1^2}$. După ipoteza energetică de rezistență rezultă

$$\sigma_{red} = \sqrt{\sigma_i^2 + 3\tau_i^2} = \sqrt{\left(\frac{4F_0}{\pi d_1^2}\right)^2 + 3\left[\frac{8F_0 d_2 \operatorname{tg}(\beta_m + \varphi)^2}{\pi d_1^3}\right]^2}. \qquad (4.72)$$

Scanned with OKEN Scanner

Dacă se notează raportul $\frac{d_2}{d_1} = k$, relaţia (4.72) se poate scrie sub forma :

$$\sigma_{red} = \frac{4F_0}{\pi d_1^2}\sqrt{1+3[2k\,\mathrm{tg}(\beta_m+\varphi)]^2} = \frac{4F_0}{\pi d_1^2}\beta \qquad (4.73)$$

Valoarea radicalului este un parametru $\beta = 1{,}25 - 1{,}5$. Pe baza acestei formule dimensionarea unui şurub se poate face la compresiune sau întindere, ţinînd seama de răsucire prin mărirea forţei sau micşorarea rezistenţei admisibile cu coeficientul β.

Avînd în vedere că în timpul exploatării şurubul este solicitat la întindere de către forţa totală F_t, în calculele de verificare efortul unitar total σ_{red} din relaţia (4.73) se va scrie în funcţie de această forţă.

b. **Momentul necesar pentru strîngerea piuliţei.** Acesta se compune din două momente : momentul necesar pentru deplasarea sarcinii şi învingerea frecării M_{t1}, relaţia (4.35) şi momentul de frecare dintre piuliţă şi reazem M_{t2}. Suprafaţa de contact dintre piuliţă şi piesă are formă inelară cu diametrul exterior D_1 (egal cu diametrul înscris în piuliţă) şi diametrul interior D (egal cu diametrul găurii de trecere a şurubului, figura 4.110).

Din figură rezultă

$$M_{t_2} = \int_{\frac{1}{2}D}^{\frac{1}{2}D_1} \mu p r \mathrm{d}A = \frac{\pi}{12}\mu p(D_1^3 - D^3); \qquad (4.74)$$

unde :

μ este coeficientul de frecare ;

p — presiunea de contact dintre piuliţă şi piesă.

Înlocuind $p = \frac{4F_0}{\pi(D_1^2 - D^2)}$, rezultă

$$M_{t_2} = \frac{1}{3}\mu\frac{D_1^3 - D^3}{D_1^2 - D^2}F_0. \qquad (4.75)$$

Momentul total necesar strîngerii piuliţei este

$$M_{tot} = M_{t1} + M_{t2}. \qquad (4.76)$$

Adoptînd pentru elementele geometrice valori uzuale în raport cu diametrul nominal al şurubului, iar pentru coeficientul de frecare o valoare medie, momentul total, în cazul strîngerii şuruburilor metrice, se poate calcula cu suficientă aproximaţie cu relaţia

$$M_{tot} = 0{,}152\,F_0 d. \qquad (4.77)$$

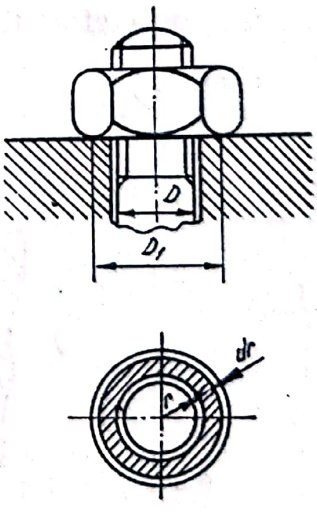


Fig. 4.110. Schema de calcul a momentului de frecare dintre piuliţă şi reazem.

Cunoaşterea momentului necesar strîngerii piuliţei este importantă pentru a nu se produce suprasolicitări în şurub. În această situaţie se recomandă strîngerea şuruburilor cu chei dinamometrice.

c. Solicitări suplimentare la încovoiere.

Solicitările suplimentare de încovoiere pot surveni în două cazuri:
a) datorită înclinării suprafeţei de aşezare a piuliţei;
b) datorită forţelor transversale, în cazul unui montaj cu joc.

Prin lipsa de perpendicularitate a suprafeţelor de reazem, în corpul şurubului pot lua naştere eforturi unitare considerabile. După intensitatea strîngerii piuliţei se pot considera două cazuri limită:

— la strîngerea uşoară, o aşezare pe colţ (fig. 4.111, *a*), situaţia fiind similară cu o sarcină excentrică (în acest caz este suficient un calcul simplu la încovoiere, plus întindere);

— la o strîngere puternică, cînd se produce aşezarea completă a piuliţei sau a capului şurubului pe suprafaţa de aşezare (fig. 4.111, *b*).

Din figură se poate scrie:

$$\rho = \frac{l_s}{2\alpha}; \tag{4.78}$$

Din ecuaţia fibrei medii deformate rezultă

$$M_i = \frac{EI}{\rho}. \tag{4.79}$$

Înlocuind valoarea lui ρ din relaţia (4.78) în relaţia (4.79), rezultă

$$M_i = \frac{2\alpha EI}{l_s}, \tag{4.80}$$

iar mărimea efortului unitar este

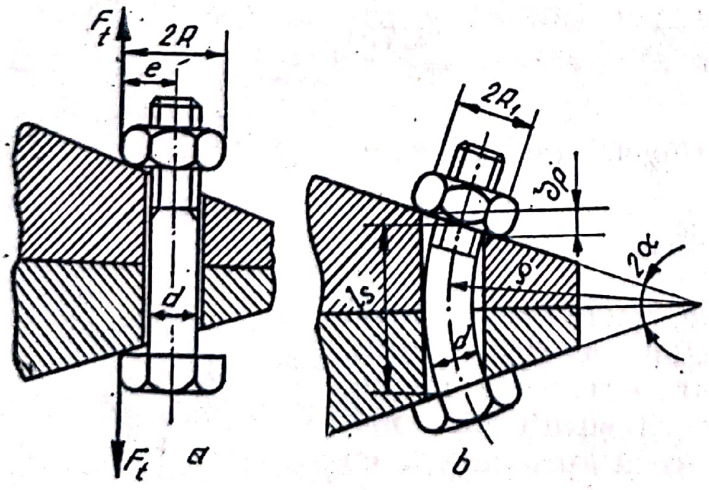


Fig. 4.111. Încovoierea şurubului datorită înclinării suprafeţei de aşezare.

$$\sigma_i = \frac{2\alpha EI}{l_s W}, \tag{4.81}$$

unde:

2α este unghiul de înclinare a suprafeţelor de reazem, în radiani;

I — momentul de inerţie al secţiunii şurubului, în cm^4;

W — modulul de rezistenţă al secţiunii şurubului, în cm^3.

Expresia (4.81) se mai poate scrie sub forma:

$$\sigma_i = E\frac{d}{l_s}\left(\frac{d}{d_1}\right)^3. \tag{4.82}$$

Scanned with OKEN Scanner

Eforturile unitare provocate de înclinarea suprafeţelor de reazem sînt foarte mari, de exemplu: pentru $\alpha = 0°30'$, $\frac{d}{l_s} = \frac{1}{5}$, $\frac{d}{d_1} = 1{,}2$, la şurub din oţel, rezultă din calcul un efort unitar de încovoiere $\sigma_i = 6000$ daN/cm². În realitate σ_i nu este chiar aşa de mare, datorită elasticităţii piuliţei, a pieselor etc. Din relaţia (4.82) se observă că sînt avantajoase şuruburile zvelte, elastice şi din materiale mai moi.

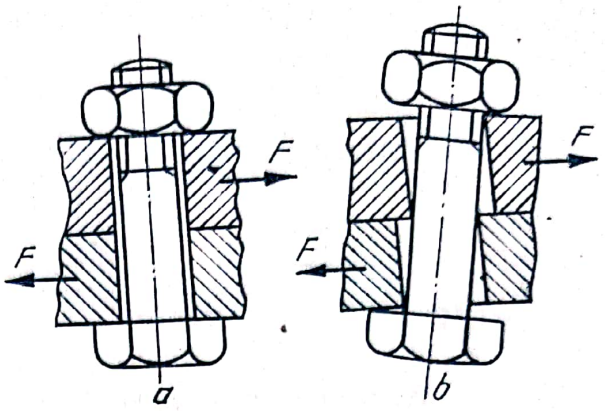


Fig. 4.112. Încovoierea şurubului datorită forţelor transversale.

Eforturile unitare de încovoiere datorate sarcinilor transversale în asamblările cu joc (fig. 4.112), se pot calcula după metoda clasică.

d. Lipsa de uniformitate a repartizării sarcinilor asupra spirelor în contact. Cercetările experimentale au arătat că sarcinile exterioare axiale nu se repartizează uniform asupra spirelor în contact. Corpul şurubului şi al piuliţei se deformează inegal, iar această diferenţă a deformaţiilor trebuie compensată de la spiră la spiră, prin încărcarea şi deformarea lor diferită. Încărcarea neuniformă se datoreşte elasticităţilor diferite ale şurubului şi piuliţei, fiind influenţată de forma corpului piuliţei şi a şurubului, precum şi de poziţia suprafeţei de reazem a piuliţei.

Piuliţa, comprimată sub acţiunea sarcinii axiale, se deformează în sens invers şurubului, ceea ce determină încărcarea neuniformă a şurubului (fig. 4.113, *a*).

Se observă că prima spiră preia cca 1/3 din sarcină, iar a 10-a spiră mai puţin de 1/100, de aceea se recomandă limitarea numărului de spire la 10.

Piuliţele întinse (fig. 4.113, *b*) se deformează în acelaşi sens cu şurubul, iar repartizarea sarcinii este mai uniformă decît în cazul precedent.

e. Concentratori de tensiuni, repartiţia tensiunilor şi comportarea la oboseală a şuruburilor. Prin forma sa, şurubul este un organ de maşină cu concentratori de tensiune foarte pronunţaţi în porţiunea filetată, în partea de trecere de la filet la porţiunea nefiletată şi în partea de trecere de la corp la capul şurubului. Cercetările la oboseală au arătat că 65% din ruperile de şuruburi se produc în regiunea I din figura 4.114, prin fundul spirei şurubului care vine în contact cu prima spiră a piuliţei; cca 20% din ruperi se produc la sfîrşitul filetului, în regiunea II şi cca 15% în regiunea III, sub capul şurubului.

În partea filetată, efortul de tracţiune dă naştere unui sistem triaxial de tensiuni, variaţia acestora fiind dată în figura 4.115. Concentrarea vîrfurilor tensiunilor la fundul filetului constituie cauza principală a ruperii la oboseală a şuruburilor. Constructiv, diminuarea concentratorului de tensiune se face prin rotunjirea adecvată a fundului filetului.

Scanned with OKEN Scanner

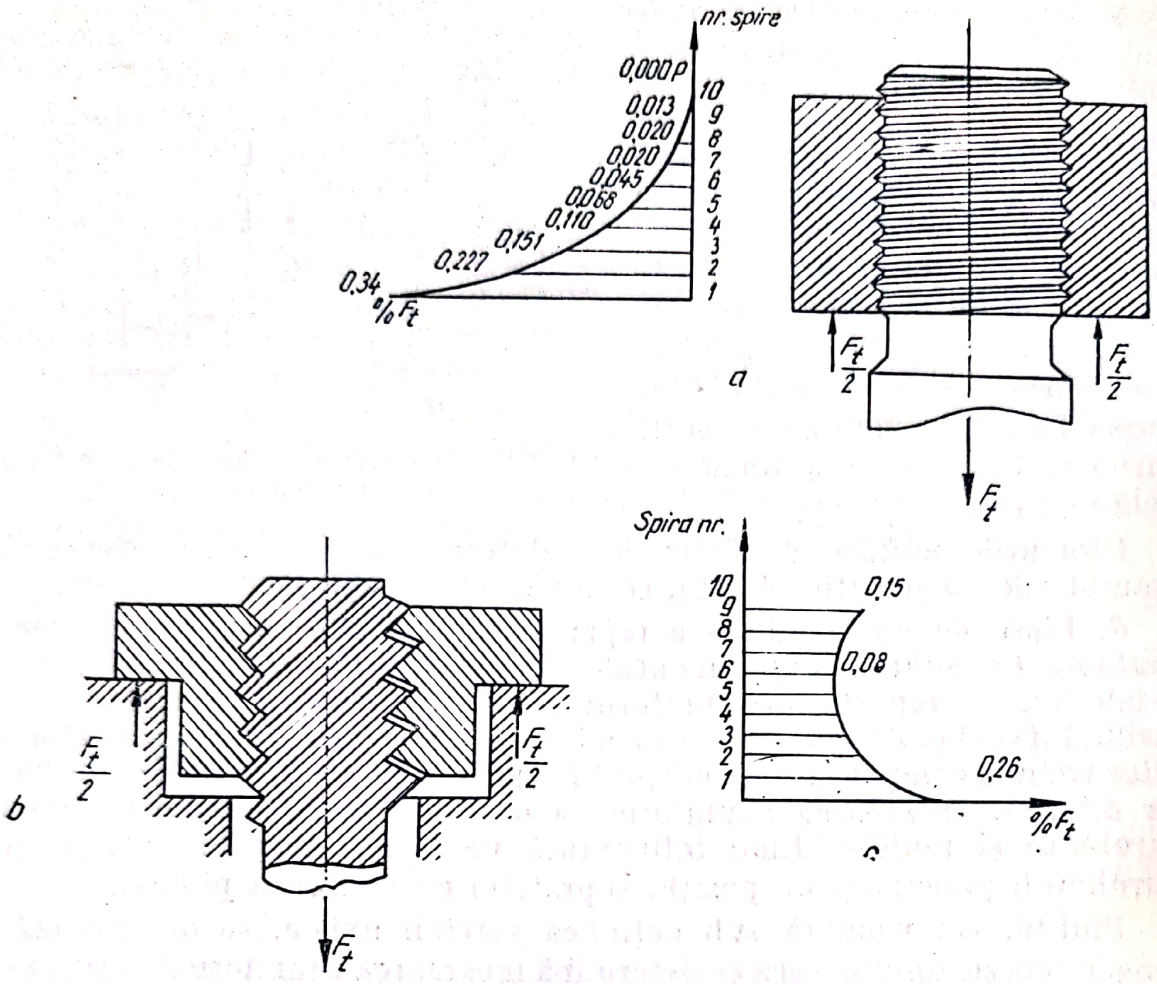


Fig. 4.113. Repartizarea sarcinii pe spirele piuliței.

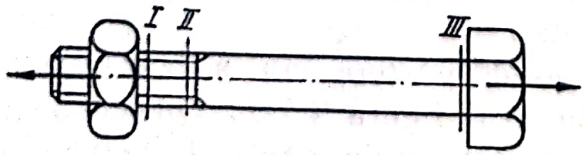


Fig. 4.114. Zone de concentrare a tensiunilor în șuruburi.

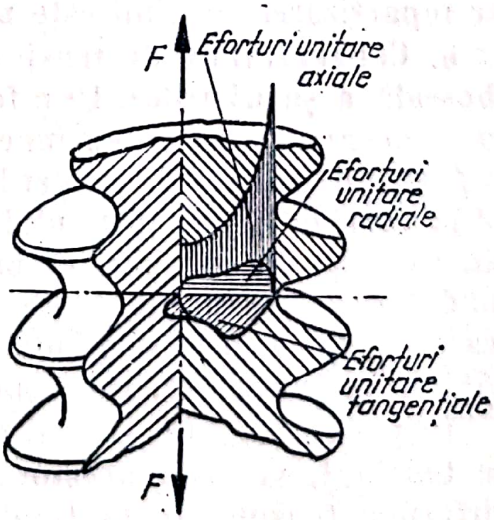


Fig. 4.115. Starea de eforturi în șurub.

Scanned with OKEN Scanner

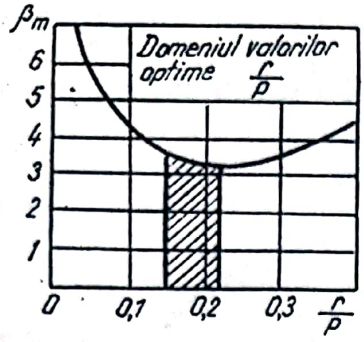


Fig. 4.116. Influenţa razei de racordare asupra concentratorului de tensiune.

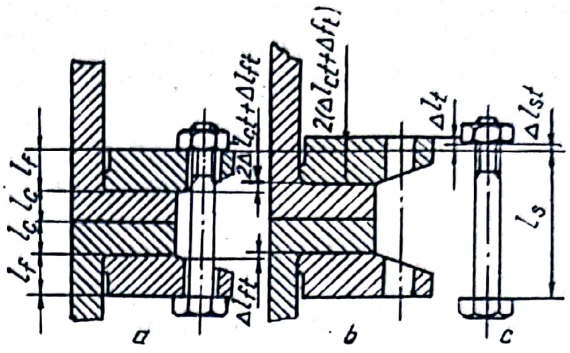


Fig. 4.117. Influenţa temperaturii asupra deformării elementelor asamblării.

În figura 4.116 se arată variaţia valorii concentratorului de tensiune în funcţie de raportul r/p, în care r este raza de racordare, iar p pasul filetului. Raza de racordare optimă este $r = (0{,}16 - 0{,}22)p$.

Forma elastică a şurubului, realizată printr-o lungime mare şi secţiune redusă pe partea nefiletată, prin subţiere sau prin găurire, îmbunătăţeşte sensibil comportarea la oboseală. Calitatea suprafeţelor are o importanţă deosebită : rularea, nitrurarea, cianurarea etc., îmbunătăţesc considerabil comportarea la oboseală a şuruburilor. Rezultă că pentru mărirea rezistenţei la oboseală a şuruburilor are o importanţă mai mică utilizarea materialelor superioare, atenţia trebuind să fie îndreptată spre formă, suprafaţă şi tratamentul termic al şurubului.

f. **Influenţa temperaturii.** În practică se întîlnesc frecvent asamblări filetate cu prestrîngere, lucrînd la o temperatură diferită de temperatura de montaj. De exemplu, în cazul conductelor prin care circulă abur (fig. 4.117). Temperatura are o mare influenţă asupra echilibrului forţelor din sistemul de prestrîngere, atît datorită modificării caracteristicilor mecanice (scăderea modulului de elasticitate), cît şi prin dilataţiile diferite ale elementelor îmbinării, determinate de temperatura diferită la care lucrează şi proprietăţile fizice diferite ale fiecărui element.

Se consideră următoarele ipoteze simplificatorii de calcul :

— modulul de elasticitate E rămîne aproximativ constant cu variaţia temperaturii, pînă la $t = 573°K$ (300°C) ;

— coeficientul de dilatare liniară a şurubului este mai mic decît cel al flanşelor.

Sub acţiunea căldurii, flanşele şi şuruburile vor suferi dilataţii liniare diferite pe direcţia axei şurubului, rezultînd o diferenţă de dilatare Δl_t :

$$\Delta l_t = 2(\alpha_c l_c \Delta t_c + \alpha_f l_f \Delta t_f) - \alpha_s l_s \Delta t_s. \qquad (4.83)$$

Notaţiile sînt conform figurii 4.117, iar α_c, α_f şi α_s sînt coeficienţi de dilatare liniară pentru gulerul conductei, flanşele independente şi şuruburi ; Δt_c, Δt_f, Δt_s reprezintă diferenţa dintre temperatura de montare şi cea de exploatare, pentru aceleaşi elemente.

Diferenţa Δl_t, care trebuie să fie întotdeauna mai mare ca zero, se compensează prin deformaţii elastice. Existenţa acestor deformaţii

elastice conduce la o forţă suplimentară termică F_t, care apare într-un şurub, provocată de faptul că dilataţiile sînt împiedicate la flanşe şi forţate la şurub. În acest caz, deformaţia efectivă a şurubului Δl_s şi cea a flanşelor Δl_f vor fi :

$$\Delta l_s = \alpha_s \Delta t_s l_s + \frac{F_t}{C_s} \tag{4.84}$$

şi

$$\Delta l_f = 2(\alpha_c \Delta t_c l_c + \alpha_f \Delta t_f l_f) - \frac{F_t}{C_f} n, \tag{4.85}$$

unde n este numărul şuruburilor.

Deoarece flanşele şi şuruburile se dilată solidar, rezultă că $\Delta l_s = \Delta l_f$. Prin egalizarea relaţiilor (4.84) şi (4.85) şi rezolvînd în raport cu F_t rezultă

$$F_t = \frac{C_s C_f}{nC_s + C_f} [2(\alpha_c \Delta t_c l_c + \alpha_f \Delta t_f l_f) - \alpha_s \Delta t_s l_s]. \tag{4.86}$$

În acest fel s-a calculat forţa suplimentară datorată temperaturii, forţă de care va trebui să se ţină seamă la proiectare şi verificare. Deci şurubul trebuie verificat la efortul unitar total :

$$\sigma_{tot} = \sigma_{calcul} + \sigma_{suplimentar} = \frac{F_{calc}}{A_s} + \frac{F_t}{A_s} \leqslant \sigma_a \tag{4.87}$$

Această relaţie este valabilă pînă la o temperatură de cca 573°K (300°C), după care intervin alte fenomene ca cel de fluaj etc.

Diferenţa Δl_t se mai compensează şi prin variaţia modulului de elasticitate, variaţie destul de pronunţată, aşa cum se vede din figura 4.118.

Diagrama deformaţiilor elastice în funcţie de forţe şi temperatură este prezentată în figura 4.119. La montaj, diagrama forţelor şi deformaţiilor este ABD. În exploatare, la o temperatură t°K (°C), dacă se consideră modulul de elasticitate E invariabil, diagrama forţelor şi deformaţiilor va fi AB_1D_1. În această situaţie forţa de prestrîngere F_0 creşte la F_{01}. Dat fiind faptul că modulul de elasticitate scade cu temperatura, triunghiul forţelor şi deformaţiilor este AB_tD_1, de unde se observă că forţa de prestrîngere reală F_{0t} este mai mică decît F_{01} şi mai mare decît F_0.

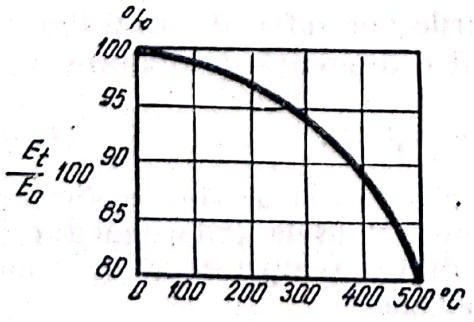


Fig. 4.118. Variaţia modulului de elasticitate cu temperatura.

g. **Solicitarea şuruburilor prin şoc.** Şuruburile supuse la şoc sînt solicitate suplimentar datorită faptului că o mare parte din energia de şoc se transformă în lucru mecanic de deformaţie. Efortul unitar suplimentar σ_t se calculează din diagrama de deformaţie (fig. 4.120). Energia specifică de deformaţie este egală cu

Scanned with OKEN Scanner

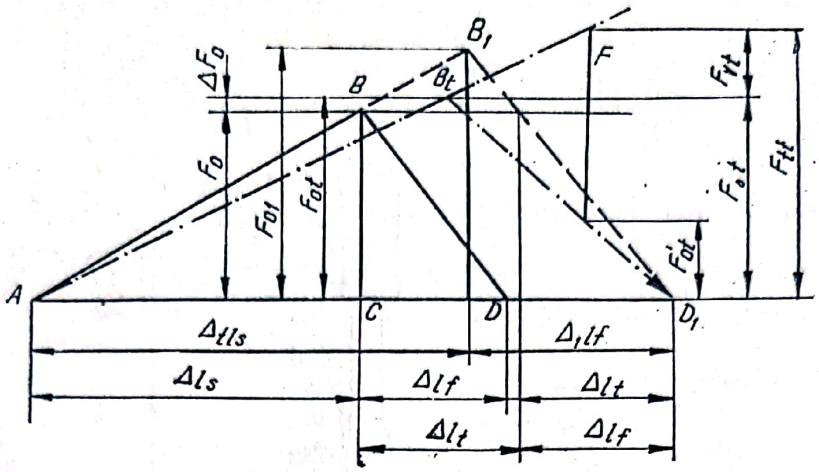


Fig. 4.119. Influența temperaturii asupra forțelor și deformațiilor.

aria haşurată, iar energia totală va fi

$$W_s = \frac{1}{2}\frac{\sigma_t^2}{E} A_s l_s. \tag{4.88}$$

Din relația (4.88) rezultă

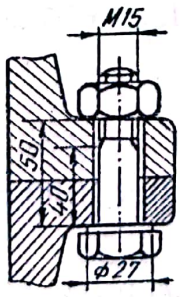
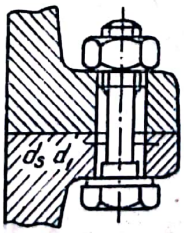
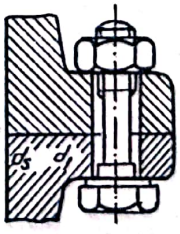
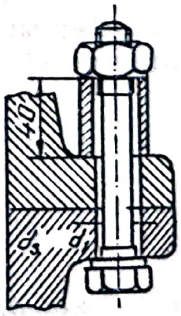
$$\sigma_t = \sqrt{\frac{2W_s E}{A_s l_s}}. \tag{4.89}$$

Relația (4.89) arată că efortul unitar suplimentar este cu atît mai mic cu cît volumul şurubului este mai mare.

Secțiunea şurubului A_s fiind determinată din alte considerente, rezultă că lungimea l_s influențează hotărîtor asupra comportării la şoc. Elocvent în acest sens este exemplul din tabelul 4.18.

Tabelul 4.18

Influența lungimii asupra comportării la şoc a şuruburilor

Felul solicitării	 Fig. I.	 Fig. II	 Fig. III	 Fig. IV
Încărcarea alternantă . . . . . %	100	123	143	270
Energia de şoc . %	100	155	209	770

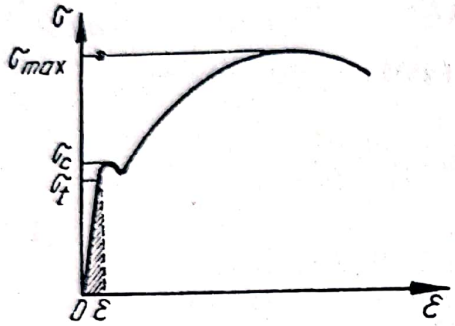


Fig. 4.120. Energia specifică de deformație.

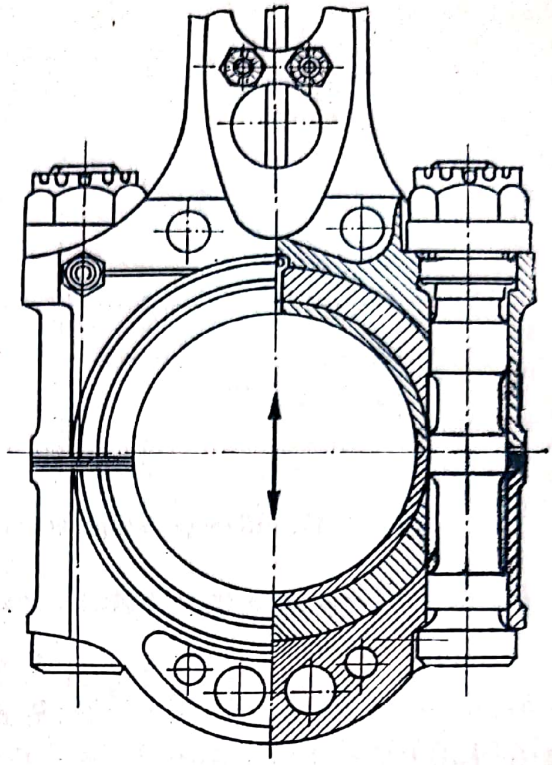


Fig. 4.121. Cap de bielă.

Un caz tipic de solicitare la șoc îl constituie șuruburile capului de bielă (fig. 4.121).

Deci, construcția elastică a șurubului este recomandabilă nu numai pentru buna comportare la oboseală, ci și pentru rezistența la șoc.

h. **Influența numărului de șuruburi.** Repartizarea forței de exploatare asupra unui număr mai mare de șuruburi este recomandabilă, pentru că se obține o solicitare mai mică și o siguranță mai mare în exploatare, iar șuruburile devin mai elastice, fapt care duce la micșorarea forței totale F_t.

Dacă într-o asamblare se utilizează mai multe șuruburi, este bine ca acestea să se execute din același material, să aibă aceeași formă, același diametru și aceeași lungime.

4.6.5. Calculul asamblărilor filetate

4.6.5.1. Asamblări cu prestrîngere inițială. Șuruburi supuse la acțiunea unei forțe de exploatare practic constantă

În cazul acestor asamblări, metoda de calcul este următoarea: se apreciază $F_0' = (0{,}5 - 1{,}5)\,F$; se calculează $F_t = F + F_0'$; se determină diametrul d_1 din relația (4.73); se alege filetul STAS, iar cu formulele

Scanned with OKEN Scanner

4.59—4.66 se determină rigiditățile C_s și C_f; se calculează forța F_0 utilizînd relațiile (4.54) și (4.69); se calculează M_{t1} și τ_t cu relațiile (4.30) și (4.71); se calculează σ_{red} și coeficientul de siguranță, ținîndu-se seama de concentratorul de tensiune α_k, la șuruburi acesta fiind considerabil de mare.

4.6.5.2. Asamblări cu prestrîngere inițială. Șuruburi solicitate la oboseală

Pentru ilustrarea metodei, se presupune că sarcina de serviciu variază între F și zero. Se face mai întîi o predimensionare și apoi o verificare, după cum urmează:

— Se apreciază F_0' astfel: $F_0' = (0{,}5 - 1{,}9)\ F$, pentru etanșare cu garnituri moi; $F_0' = (1{,}2 - 2{,}9)\ F$, pentru garnituri metalice profilate și $F_0' = (1{,}2 - 4{,}4)\ F$, pentru garnituri metalice plate.

— Se calculează forța F_t și diametrul d_1, se determină rigiditățile C_s și C_f (relațiile 4.59—4.66). Se calculează F_v (relația 4.69), apoi se calculează $F_0 = F_t - F_v$; cu $F_{t\,max} = F_t$ și $F_{t\,min} = F_0$ se calculează σ_{max}, σ_{min}, σ_m și σ_v. Se calculează M_{t1}, relația (4.30) și τ_t, relația (4.71).

— Cu aceste valori se determină coeficientul de siguranță pentru solicitarea combinată (întindere și torsiune), după una din metodele cunoscute din Rezistența materialelor, ținînd seama de concentratorul de tensiune prin $\beta_{k\tau}$ și $\beta_{k\sigma}$.

5.6.5.3. Șuruburi supuse la sarcini transversale

În acest caz, forța exterioară acționează perpendicular pe axa șurubului. Se consideră două cazuri diferite:

a) Șuruburi montate fără joc în locașul lor.

b) Șuruburi montate cu joc în locașul lor.

a) Șuruburile ajustate în locașul lor (montate fără joc), supuse acțiunii sarcinilor transversale, figura 4.122, se calculează la forfecare simplă și se verifică la strivire.

O variantă constructivă a șuruburilor montate fără joc este șurubul cu corpul conic (fig. 4.123).

b) Șuruburile montate cu joc, supuse la sarcini transversale se calculează la o forță de tracțiune F atît de mare, încît forța de frecare ce ia

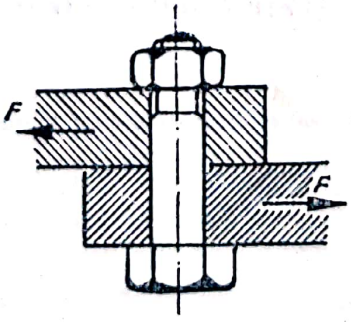


Fig. 4.122. Șurub supus la sarcini transversale.

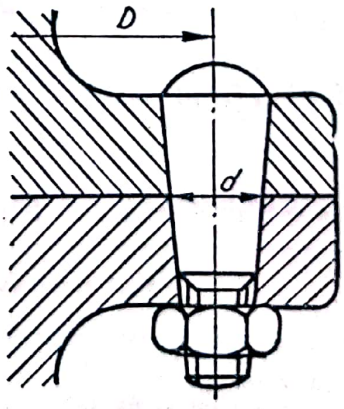


Fig. 4.123. Șurub conic, montat fără joc.

Scanned with OKEN Scanner

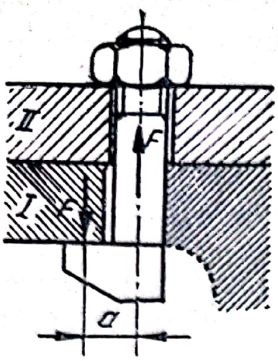


Fig. 4.124. Şurub cu cap ciocan.

naştere între suprafeţele în contact ale pieselor de asamblat, să fie mai mare decît forţa transversală F_u :

$$F = \frac{F_u}{\mu}, \tag{4.90}$$

unde μ este coeficientul de frecare.

4.6.5.4. Şuruburi supuse la sarcini excentrice

Sarcinile excentrice provoacă solicitări suplimentare de încovoiere apreciabile. În cazul unui şurub cu cap ciocan (fig. 4.124) forţa F, pe lîngă solicitarea la tracţiune, datorită formei capului, dă naştere unui moment încovoietor $M_i = Fa$, iar

$$\sigma_{max} = \sigma_t\left(1 + 8\frac{a}{d_1}\right). \tag{4.91}$$

Se observă că efortul unitar creşte foarte repede cu excentricitatea sarcinii. De aceea, astfel de încărcări trebuie evitate sau şurubul trebuie asigurat împotriva încovoierii, aşa cum este indicat punctat în figură.

4.6.5.5. Şuruburi de mişcare

Şuruburile de mişcare sînt solicitate în principal la uzură, fapt pentru care presiunea de contact dintre spirele piuliţei şi ale şurubului trebuie să fie cît mai mică pentru a se evita eliminarea uleiului dintre suprafeţele în contact. La şuruburile de forţă (aparate de ridicat), este necesară autofrînarea, deci unghiul de înclinaţie a spirelor trebuie să fie mai mic decît unghiurile de frecare. La şuruburile mecanismelor de transmitere a energiei, interesează în primul rînd randamentul, de aceea se alege un unghi de înclinaţie a spirelor cît mai mare. Diametrul interior al şurubului se calculează cu formula cunoscută :

$$d_1 = \sqrt{\frac{4\beta F}{\pi\sigma_{at}}}, \tag{4.92}$$

unde coeficientul β ţine seamă de răsucire şi are valorile date în tabelul 4.19.

Tabelul 4.19

Valorile coeficientului β care ţine seamă de solicitarea şurubului la răsucire

Felul mecanismului	β
Şurub pentru vinci	1,25—1,3
Şurub pentru presă cu lagăr axial de alunecare	1,35—1,5
Şurub de presă cu lagăr de rostogolire	1,3 —1,35

Scanned with OKEN Scanner

Pentru rezistențele admisibile se recomandă valorile din tabelul 4.20.

Tabelul 4.20

Rezistențe admisibile

Diametrul șurubului	Material	
	OL 42	OL 50
	σ_a daN/cm²	σ_a daN/cm²
Pînă la 30 mm	400	600
Peste 30 mm	600	800

În tabelul 4.21 se fac recomandări pentru stabilirea formei profilului filetului.

Tabelul 4.21

Recomandări pentru stabilirea formei filetului

Felul filetului	Se recomandă la
Pătrat	Forțe medii, direcție constantă, randament mare (se poate executa și nestandardizat)
Trapezoidal	Forțe mari, direcția forței variabilă, randament cu 4—5% mai mic decît la cel pătrat
Ferăstrău	Forțe mari, direcția forței constantă, randament la fel ca la cel pătrat

Se alege din STAS filetul cu diametrul interior imediat superior celui calculat. Înălțimea piuliței se calculează din solicitarea de presiune de contact:

$$m = \frac{4Fp}{\pi(d^2 - d_1^2)\, q_a}, \qquad (4.93)$$

unde:

p este pasul filetului;

q_a — presiunea de contact admisibilă, pentru care se recomandă valorile din tabelul 4.22.

Alegerea presiunilor de contact admisibile depinde foarte mult de frecvența solicitărilor. Astfel pentru șuruburi cu solicitări foarte frecvente

se adoptă valori mult mai mici decît cele din tabelul 4.22 ajungîndu-se chiar la $q_a = 5$ daN/cm².

Se recomandă verificarea şuruburilor la flambaj.

Tabelul 4.22

Presiuni admisibile

Materialul cuplului şurub piuliţă	q_a daN/cm²	Coeficientul de frecare
Fontă pe fontă	35—35	0,15
Oţel pe fontă	50—60	0,12—0,15
Oţel pe fontă de antifricţiune	100—130	0,11—0,1
Oţel pe oţel	70—130	0,11—0,1
Oţel pe bronz	70—130	0,08—0,1

4.6.5.6. Comportarea şuruburilor la fluaj

În practică, îmbinările elastice slăbesc, mai ales acelea care lucrează la temperaturi înalte. În acest sens se pot cita următoarele exemple: slăbirea etanşării flanşelor de la conductele de abur supraîncălzit; slăbirea etanşării capacelor recipienţilor calzi; slăbirea etanşării chiulaselor etc., manifestîndu-se după un anumit timp scurgeri de fluide. Cauza care duce la slăbirea etanşării este scăderea în timp a tensiunilor de prestrîngere, producîndu-se o curgere lentă a materialului şuruburilor, cunoscută sub denumirea de fluaj. S-a constatat practic că, mai ales în cazul temperaturilor de peste 573°K (300°C), tensiunile, respectiv deformaţiile variază în timp fără ca sarcina să se schimbe, ducînd la micşorarea jocului iniţial în cazul asamblărilor cu joc şi astfel funcţionarea agregatelor poate deveni imposibilă.

Pe baza celor de mai sus, fluajul poate fi definit ca fiind ansamblul proceselor de variaţie a tensiunilor şi deformaţiilor în timp la o sarcină care rămîne invariabilă.

În studiul fluajului, pe lîngă deformaţii şi tensiuni apare un nou parametru, timpul t. De remarcat este faptul că fluajul poate avea loc şi la temperaturi obişnuite, în cazul aliajelor cu punct de topire scăzut şi mai ales în cazul materialelor plastice.

Fenomenul de fluaj prezintă două aspecte caracteristice şi anume:

a) Variaţia deformaţiilor în timp, fenomen numit revenire elastică, iar dacă eforturile unitare produse de încărcarea iniţială rămîn constante, fenomenul se numeşte revenire elastică simplă.

b) Variaţia eforturilor unitare în timp, fenomen denumit relaxare, iar cînd deformaţiile iniţiale rămîn constante, fenomenul se numeşte relaxare simplă.

Scanned with OKEN Scanner

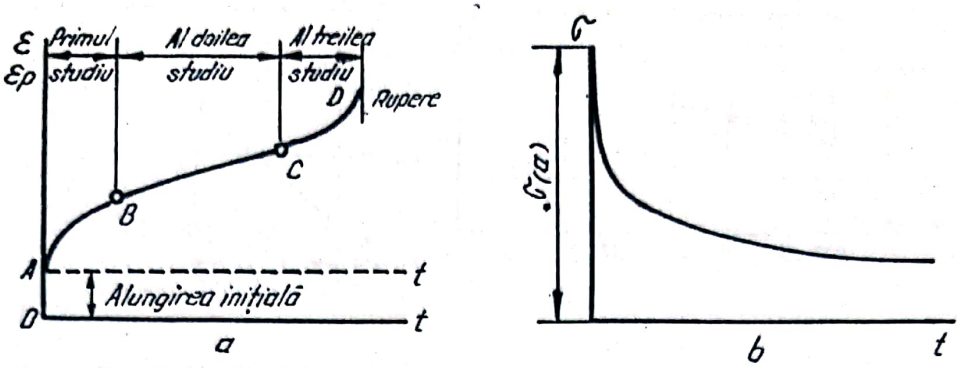


Fig. 4.125. Fluajul : a — revenire simplă ; b — relaxare simplă.

Fenomenul de revenire elastică se studiază prin variaţia vitezei de deformaţie în funcţie de timp. Rezultatele studiilor experimentale se prezintă sub forma unor diagrame (fig. 4.125).

Aspectul curbelor revenirii elastice simple depinde de efortul unitar şi de temperatura la care s-a încercat epruveta.

În figura 4.125, *a* se vede că procesul revenirii simple are trei stadii (*AB* ; *BC* ; *CD*).

Fenomenul de relaxare simplă se prezintă în diagrama din figura 4.125, *b*.

Între efortul unitar $\sigma(t)$, la un moment dat (t) şi efortul unitar $\sigma_{(0)}$, la $t = 0$, există relaţia [30]

$$\frac{\sigma_{(t)}}{\sigma_{(0)}} = [1 + nE\sigma_{(0)}^{n-1}\Omega(t)]^{-\frac{1}{n}}, \tag{4.94}$$

unde :

n este un coeficient ce depinde de temperatură şi material ;

$\Omega(t)$ — funcţie de timp şi material, determinată experimental.

În figura 4.126, *a*, se dă funcţia $\Omega(t)$ pentru un aliaj crom vanadiu, de unde se vede că după un anumit timp t_0, funcţia $\Omega(t)$ variază liniar putîndu-se scrie

$$\Omega(t) = A + B(t - t_0), \tag{4.95}$$

relaţie în care A şi B sînt constante, iar pentru materialul considerat, $t_0 = 200$ ore.

Folosind notaţiile :

$$\frac{\sigma_{(0)}}{\sigma_{(t)}} = r \tag{4.96}$$

şi

$$nE\sigma_{(t)}^{n-1}\Omega(t) = a, \tag{4.97}$$

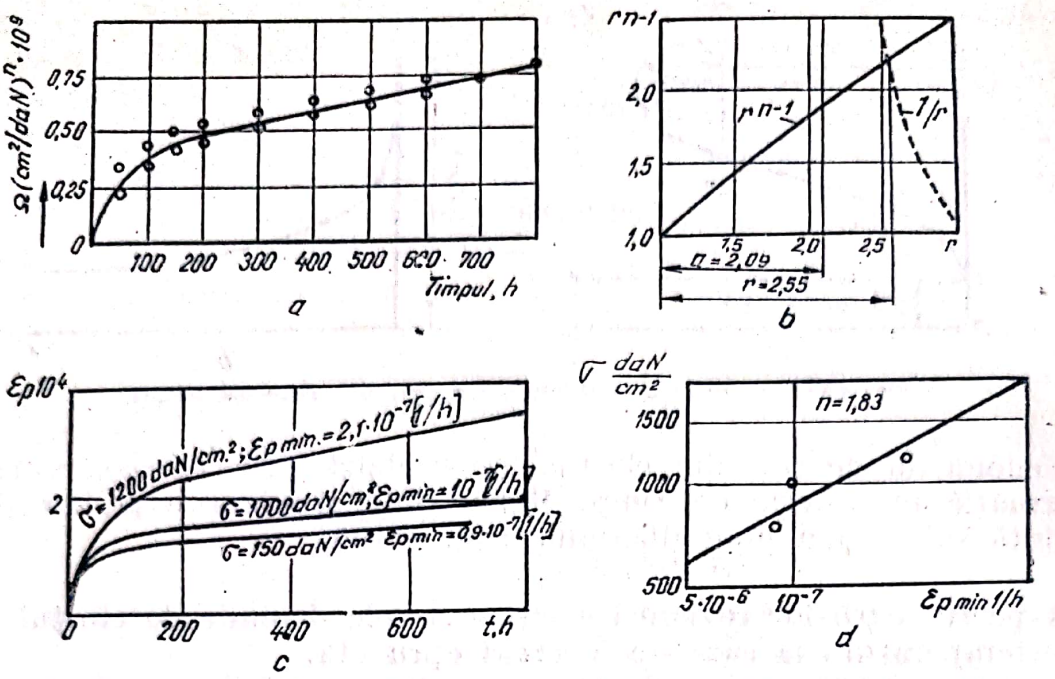


Fig. 4.126. Diagrama pentru calculul la fluaj.

ecuaţia (4.94) se poate scrie sub forma :

$$r^n - ar^{n-1} - 1 = 0, \tag{4.98}$$

sau

$$r^{n-1} = \frac{1}{r-a}. \tag{4.99}$$

În calculul de fluaj există două metode de rezolvare :

a) Alegînd timpul după care se strîng şuruburile, se cere calculul forţei de prestrîngere iniţială F_0 necesară siguranţei în exploatare pe durata t.

b) Adoptînd forţa de prestrîngere F_0 se cere determinarea timpului după care e necesară o nouă strîngere a şuruburilor.

În primul caz se procedează în felul următor :

— Se alege valoarea coeficientului n din tabelul 4.23 [30];

— Se consideră că după un timp t etanşeitatea dispare, adică $F'_{0t} = 0$ şi deci forţa totală ce acţionează asupra unui şurub F_t, va fi egală cu forţa de serviciu F. În această ipoteză $\sigma(t)$ are valoarea

$$\sigma(t) = \frac{F}{A_s}, \tag{4.100}$$

unde A_s este aria secţiunii şurubului.

Tabelul 4.23

Valorile coeficientului n

Compoziția chimică în %	Tratament termic	Temperatura de încercare °C	K_n (cm²/kg) / oră	n
0,15 C ; 0,50 Mn ; 0,23 Si ; 0,032 S ; 0,25 P	Recoacere la 844°	427	$3{,}63 \cdot 10^{-27}$	6,24
idem	idem	538	$1{,}30 \cdot 10^{-14}$	3,04
idem	idem	593	$2{,}04 \cdot 10^{-13}$	3,18
idem	idem	649	$8{,}45 \cdot 10^{-12}$	3,03
0,30 C	—	400	$1{,}80 \cdot 10^{-30}$	6,90
0,35 C	—	454	$3{,}10 \cdot 10^{-16}$	3,44
0,39 C	—	400	$5{,}50 \cdot 10^{-37}$	8,60
0,43 C ; 0,68 Mn ; 0,20 Si ; 0,033 S ; 0,035 P	Recoacere la 844°	427	$1{,}77 \cdot 10^{-25}$	6,01
idem	idem	538	$3{,}63 \cdot 10^{-17}$	4,07
idem	idem	649	$1{,}39 \cdot 10^{-9}$	1,66
0,13 C ; 0,49 Mn ; 0,25 Si ; 0,010 S ; 0,011 P ; 0,52 Mo	idem	482	$3{,}27 \cdot 10^{-23}$	5,28
idem	idem	538	$2{,}82 \cdot 10^{-20}$	4,71
idem	idem	593	$8{,}44 \cdot 10^{-16}$	3,77
idem	idem	649	$1{,}44 \cdot 10^{-13}$	3,19
0,10 C ; 0,38 Mn 1,55 Si ; 0,016 S ; 0,009 P ; 0,51 Mo ; 4,83 Cr	idem	538	$9{,}21 \cdot 10^{-23}$	5,80
idem	idem	593	$2{,}17 \cdot 10^{-19}$	5,07
idem	idem	649	$1{,}56 \cdot 10^{-19}$	5,68
0,11 C ; 0,45 Mn ; 0,42 Si ; 0,015 S ; 0,012 P ; 0,50 Mo ; 2,00 Cr	idem	482	$2{,}96 \cdot 10^{-28}$	6,84
idem	idem	538	$8{,}01 \cdot 10^{-21}$	5,05
idem	idem	593	$3{,}65 \cdot 10^{-21}$	5,49
idem	idem	649	$1{,}11 \cdot 10^{-14}$	3,32
0,37 C ; 0,16 Si ; 0,011 S ; 0,018 P ; 0,38 Mn ; 1,05 Cr ; 0,17 Ni ; 0,82 Mo ; 0,08 Cu	Recoacere în aer o oră la 600°			
	Călire în ulei la 850° revenire la 630°	525	$4{,}29 \cdot 10^{-12}$	1,85
0,48 C ; 0,49 Mn ; 0,62 Si ; 0,015 S ; 0,016 P ; 0,52 Mo ; 1,20 Cr	Recoacere la 844°	427	$1{,}80 \cdot 10^{-27}$	6,33
idem	idem	538	$2{,}42 \cdot 10^{-16}$	3,50
idem	idem	649	$3{,}31 \cdot 10^{-13}$	2,97
0,60 C ; 0,46 Si ; 0,28 Mn ; 16,9 Cr ; 0,22 Ni ; 2,00 Mo ; 0,013 S ; 0,030 P	Călire în aer la 1050° ; Revenire la 800—820°	500	$1{,}24 \cdot 10^{-13}$	1,82
idem	idem	550	$1{,}75 \cdot 10^{-13}$	2,12
idem	idem	575	$9{,}33 \cdot 10^{-13}$	2,02
0,28 C ; 0,24 Si ; 0,58 Mn ; 1,55 Cr ; 0,38 Mo ; 0,16 Va ;	Călire la 650°	600	$7{,}76 \cdot 10^{-14}$	2,59
		450	$7{,}86 \cdot 10^{-18}$	2,99

Scanned with OKEN Scanner

Tabelul 4.23 (continuare)

Compoziția chimică în %	Tratament termic	Temperatura de încercare °C	K_n $\frac{(cm^2/kg)}{oră}$	n
0,12 Ni	Revenire la ulei			
idem	idem	500	$5{,}00 \cdot 10^{-13}$	1,83
idem	idem	550	$8{,}12 \cdot 10^{-13}$	2,06
0,06 C ; 0,50 Mn ;	Călire la 1093°	558	$1{,}87 \cdot 10^{-20}$	4,42
0,61 Si ; 0,008 S ;				
0,008 P ; 17,75 Cr ;				
9,25 Ni				
idem	idem	593	$4{,}49 \cdot 10^{-19}$	4,15
idem	idem	649	$3{,}84 \cdot 10^{-17}$	3,79
idem	idem	816	$1{,}69 \cdot 10^{-16}$	4,30
0,31 C ; 0,45 Mo ;	—	450	$3{,}94 \cdot 10^{-16}$	2,45
0,54 Mn ; 0,83 Cr ;				
2,05 Ni				
0,48 C ; 0,68 Si ;	Călire la 1100°	500	$1{,}49 \cdot 10^{-32}$	7,76
0,47 Mn ; 0,012 P ;				
2,24 W ; 13,6 Cr ;				
14,5 Ni ; 0,54 Mo	Răcire în aer			
idem	idem	600	$1{,}67 \cdot 10^{-38}$	10,3
idem	idem	700	$1{,}52 \cdot 10^{-20}$	5,21
0,13 C ; 0,67 Si ;	Călire la 1000°	500	$1{,}49 \cdot 10^{-32}$	7,76
0,60 Mn ; 0,023 P ;				
2,40 W ; 14,5 Cr ;	Răcire în aer			
14,0 Ni ; 0,45 Mo				
idem	idem	600	$5{,}68 \cdot 10^{-41}$	11,3
idem	idem	700	$1{,}67 \cdot 10^{-21}$	5,68
0,45 C ; 0,60 Si ;	Călire la 1175°	600	$2{,}00 \cdot 10^{-13}$	3,00
0,76 Mn ; 13,9 Cr ;				
13,8 Ni ; 1,75 W ;				
0,4 Mo ; 0,008 S ;	Stabilizare la 750° în			
0,024 P	curent			
	5 ore			
0,45 C ; 0,60 Si ;	Călire la 1175°	650	$20{,}1 \cdot 10^{-13}$	2,93
0,76 Mn ; 13,9 Cr ;	Stabilizare la 750° în			
13,8 Ni ; 1,75 W ;	curent			
0,4 Mo ; 0,008 S ;	5 ore			
idem	idem	700	$1{,}56 \cdot 10^{-11}$	2,90
0,52 C ; 0,82 Si ;	Recoacere la 820°	800	$9{,}52 \cdot 10^{-15}$	4,00
13,51 Cr ; 15,20 Ni ;				
2,01 W ; 0,57 Mo ;				
0,52 C ; 0,50 Si ;	—	550	$1{,}20 \cdot 10^{-15}$	2,63
0,77 Mn ; 16,4 Cr ;				
13,9 Ni ; 2,55 W ;				
0,88 Ti ; 0,012 S ;				
0,04 P				
idem	—	650	$5{,}86 \cdot 10^{-17}$	3,63
0,15 C ; 1,66 Si ;	—	550	$1{,}24 \cdot 10^{-28}$	6,81
0,82 Mn ; 15,4 Cr ;				
13,2 Ni ; 2,28 W ;				
0,76 Ti ; 0,028 S ;				
0,018 P				
idem	—	600	$8{,}58 \cdot 10^{-11}$	1,22
0,50 C ; 0,71 Si ;	—	600	$8{,}58 \cdot 10^{-11}$	1,22
0,84 Mn ; 13,8 Cr ;				
40,9 Ni ; 2,29 W ;				

Scanned with OKEN Scanner

Tabelul 4.23 (continuare)

Compoziția chimică în %	Tratament termic	Temperatura de încercare °C	K_n $\frac{(cm^2kg)}{oră}$	n
0,005 S ; 0,009 P		650	$4,12 \cdot 10^{-13}$	2,23
idem				
0,46 C ; 1,15 Si ; 14,9 Mn ; 2,25 W ;	Călire la 1 100°C	600	$1,59 \cdot 10^{-35}$	9,15
0,042 P ; 13,9 Cr ;	Răcire în aer			
idem	idem	700	$3,45 \cdot 10^{-25}$	6,84
0,16 C ; 1,20 Si ; 15,2 Mn ; 0,43 P ; 2,43 W ; 14,7 Cr ;	idem	600	$2,21 \cdot 10^{-34}$	9,15
idem	idem	700	$1,67 \cdot 10^{-21}$	5,68
—	—	165	$9,17 \cdot 10^{-12}$	1,60
—	—	235	$3,88 \cdot 10^{-11}$	2,16

— Din diagrama $\Omega(t) = f(t)$ se determină valoarea funcției corespunzătoare timpului propus t. Funcția $\Omega(t) = f(t)$ se poate determina și din curba revenirii elastice simple, prin împărțirea ordonatelor acesteia cu coeficientul n.

— Se calculează valoarea lui a cu relația 4.97.

— Se construiesc diagramele $r^{n-1} = f_1(r)$ și $\frac{1}{r} = f_2(r)$. Ambele curbe se construiesc la aceeași scară.

— Se suprapun cele două diagrame (fig. 4.126, *b*), astfel ca ordonata diagramei $\frac{1}{r} = f_2(r)$ să coincidă cu linia pentru care $r = a$ din diagrama $r^{n-1} = f_1(r)$. Intersecția celor două curbe dau valoarea lui r.

— Cunoscîndu-l pe r, din relația (4.96) se determină $\sigma_{(0)}$:

$$\sigma_{(0)} = r\sigma(t). \tag{4.101}$$

— Se calculează forța de prestrîngere inițială F_0 a unui singur șurub :

$$F_0 = \sigma_{(0)} A_s = r\sigma_{(t)} A_s = r \frac{F}{A_s} A_s = rF. \tag{4.102}$$

Cînd se calculează timpul t, după care este necesară o nouă strîngere, adoptînd o anumită forță de prestrîngere, se procedează astfel :

— Se adoptă valoarea coeficientului n.

— Se calculează eforturile unitare $\sigma_{(0)}$ și $\sigma_{(t)}$ corespunzătoare forțelor F_0 și F (relația 4.100).

— Din relația (4.101) se calculează valoarea lui r.

— Se determină valoarea constantei a din relația (4.99).

— Se calculează valoarea funcției $\Omega_{(t)}$ din relația (4.97).

Scanned with OKEN Scanner

— Avînd pe $\Omega(t)$, din diagrama $\Omega(t) = f(t)$ se determină timpul t în ore, după care şuruburile vor trebui strînse din nou.

Din motive de siguranţă, în practică şuruburile se vor strînge după un timp mai scurt decît cel rezultat din calcul, iar în cazul calculului de la punctul a) se va adopta o forţă de prestrîngere F_0 mai mare decît cea rezultată din calcul.

În figura 4.126, *c* este dată curba revenirii elastice simple pentru un oţel crom — vanadiu, iar în figura 4.126, *d*, variaţia efortului unitar în funcţie de viteza minimă a deformaţiei plastice pentru acelaşi material; aceste diagrame sînt necesare la calculul şuruburilor la fluaj.

4.6.6. Elemente constructive şi soluţii pentru îmbunătăţirea comportării în exploatare a asamblărilor filetate

Prin alegerea unei forme adecvate, dacă dimensionarea a fost bine făcută, se pot elimina cazurile de rupere a şuruburilor. Aceste soluţii duc la un preţ de cost mai ridicat, de aceea se vor aplica numai în cazuri bine justificate.

4.6.6.1. Uniformizarea încărcării piuliţei, elemente constructive privind piuliţa

Diversele soluţii constructive pentru piuliţe, caută să uniformizeze repartiţia sarcinii pe spire. În figura 4.127, *a* s-a reprezentat o piuliţă elastică obţinută prin subţierea pereţilor la partea inferioară şi rezemarea ei la partea superioară, ceea ce permite o deformaţie mai pronunţată şi o repartizare mai uniformă a eforturilor. Soluţia din figura 4.127, *b* asigură o elasticitate mai mare a asamblării prin găurirea şurubului la partea superioară.

În figura 4.127, *c* şi *d* se prezintă o soluţie prin care se menţine forma obişnuită a piuliţei, cu deosebirea că la fundul filetului piuliţei se execută un şanţ spiral, a cărui adîncime creşte spre spirele mai greu încărcate.

În acelaşi scop se mai utilizează teşirea conică a vîrfurilor ultimilor spire (fig. 4.128, varianta *b*), sau scobirea piuliţei în partea inferioară (fig. 4.128, varianta *a*), ceea ce permite deformarea ei atît în direcţie radială cît şi axială.

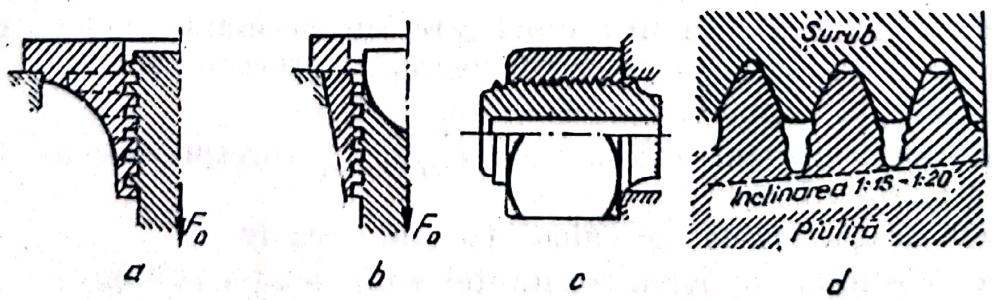


Fig. 4.127. Soluţii constructive pentru uniformizarea repartiţiei sarcinii pe spire.

Scanned with OKEN Scanner

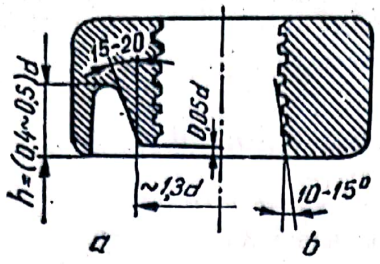


Fig. 4.128. Piuliță specială pentru repartizarea uniformă a sarcinii pe spire.

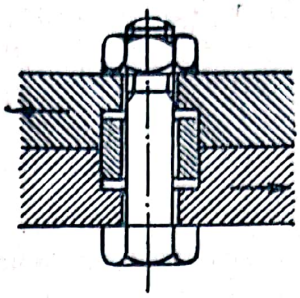


Fig. 4.129. Descărcarea șurubului printr-un inel de centrare.

4.6.6.2. Elemente constructive privind șurubul

După cum s-a văzut, încovoierea produce eforturi unitare suplimentare considerabile; de aceea este necesar ca prin mijloace constructive să se înlăture posibilitatea încovoierii șurubului.

Figura 4.129 prezintă o soluție de preluare a forțelor transversale la șuruburile montate cu joc, prin utilizarea unui inel de centrare. Ajustarea șurubului în locașul său pe toată lungimea este costisitoare; de aceea se recurge la ajustarea numai pe o porțiune, sau centrarea pieselor printr-un prag care împiedică deplasarea lor. Tot în acest scop se pot utiliza știfturi de centrare. Pentru a evita încovoierea șurubului datorită neregularităților suprafeței de reazem ale piuliței, se intercalează șaibe obișnuite sau de compensare a înclinațiilor. În cazul unei piese forjate sau turnate, suprafața de sprijin a piuliței se prelucrează, fie pe o suprainălțare prevăzută în acest sens, fie printr-o adîncire.

Ruperile la trecerea între corpul și capul șurubului se pot evita printr-o rotunjire cu o rază corespunzătoare.

Micșorarea pericolului ruperii șurubului la finele filetului se poate evita prin utilizarea unei tije reduse sau subțiată (STAS 1450/1—74).

Ruperea în dreptul primei spire de contact, care dealtfel este cea mai solicitată (prin efectul de crestătură și prin modul de repartizare a sarcinii), se mai poate evita și prin filetarea șurubului pe o lungime mai mică decît piulița.

Pentru șuruburile greu încărcate, solicitate la oboseală, se folosește și rotunjirea fundului filetului cu o rază de curbură superioară celei normale.

Prin lipsa concentratorului dintre cap și corpul șurubului, prezoanele pot rezista mai bine la oboseală. Rezistența la oboseală a acestor șuruburi este influențată și de modul de strîngere în locașul lor. Fixarea prin guler de apăsare (fig. 4.130, *c*) este cea mai recomandabilă, deoarece asigură o bună înțepenire și nu necesită to-

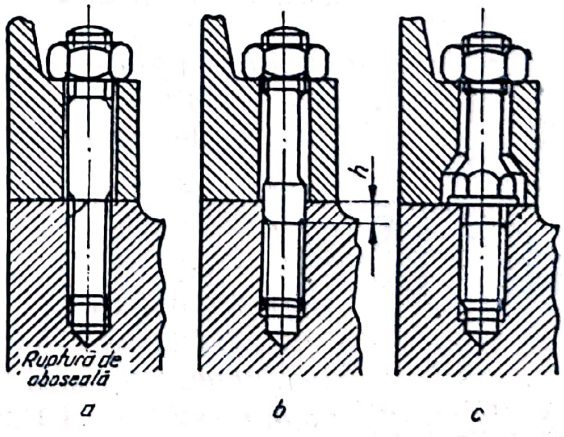


Fig. 4.130. Exemple de fixare a prezoanelor.

leranţe strînse. Fixarea adîncită (fig. 4.130, *b*) se realizează prin lărgirea porţiunii de lungime *h* a găurii la diametrul exterior al filetului, corpul şurubului intrînd forţat pe această porţiune.

4.6.7. Asigurarea asamblărilor filetate

4.6.7.1. Problema autodesfacerii şuruburilor

S-a constatat, în practică, că şuruburile se autodesfac cu toate că este îndeplinită condiţia de autofrînare şi cu toate că sînt prestrînse la o forţă F_0 corespunzătoare. Autodesfacerea conduce imediat la slăbirea îmbinării ceea ce poate constitui cauza unor mari avarii şi accidente. Autodesfacerea este întîlnită mai ales la şuruburile supuse la solicitări variabile.

Cauzele care duc la autodesfacerea piuliţelor sînt : deformaţiile remanente cu caracter macrogeometric (cum ar fi lungirea şurubului, comprimarea pieselor strînse, deformaţia filetului etc.), deformaţii cu caracter microgeometrice ale asperităţilor suprafeţelor în contact, şocuri, vibraţii, forţe transversale, cupluri de forţe întîmplătoare etc.

Autodesfacerea se poate explica prin următoarele : datorită forţei axiale, secţiunea transversală a şurubului se micşorează, iar a piuliţei se măreşte, apărînd componente radiale care tind să depărteze spirele în contact. Prin învingerea forţelor de frecare se produce o deplasare relativă a spirelor, aşa cum se vede în figura 4.131.

După cum s-a arătat mai sus, apar şi forţe tangenţiale orientate în sensul deşurubării, forţe care în cazul solicitărilor variabile produc desfaceri foarte mici, imperceptibile, ale piuliţei, care în cele din urmă duc la slăbirea strîngerii. Acţiunea forţelor tangenţiale este facilitată de către forţele radiale care anihilează frecarea. Şocurile transversale, ca şi deformaţiile neregularităţilor de pe suprafaţa filetului, favorizează autodesfacerea. În timpul exploatării, deformaţiile neregularităţilor, care la început au fost elastice, pot deveni deformaţii plastice, acestea ducînd nemijlocit la o slăbire a forţei axiale de strîngere şi deci la o mărire a pericolului de autodesfacere.

4.6.7.2. Metode de asigurare a asamblărilor filetate

Practic, asigurarea piuliţelor este necesară întotdeauna şi aceasta se realizează prin diferite metode constructive.

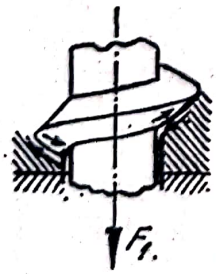


Fig. 4.131. Deplasarea relativă a spirelor.

Se deosebesc două metode de asigurare :

— metoda de asigurare fără introducerea unor tensiuni suplimentare :

— metode de asigurare prin introducerea unor tensiuni suplimentare.

a) Dintre elementele de asigurare fără tensiuni suplimentare, cele mai răspîndite sînt acelea cu cui spintecat (fig. 4.132) şi cele cu piuliţă crenelată (fig. 4.133).

Scanned with OKEN Scanner

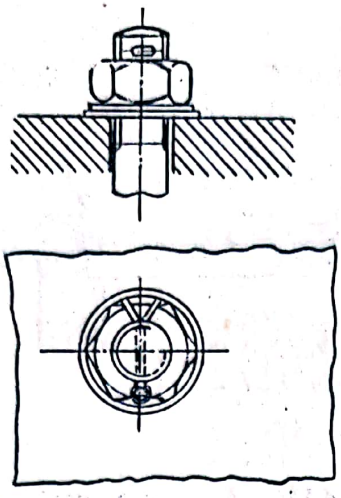


Fig. 4.132. Asigurarea cu cui spintecat.

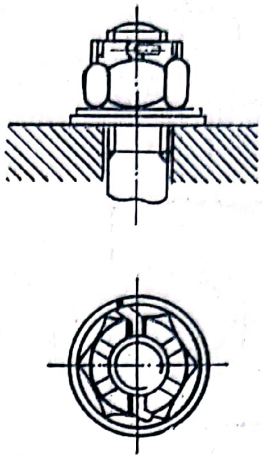


Fig. 4.133. Asigurarea unei piulițe crenelate cu cui spintecat.

Desfacerea unui grup pe șuruburi poate fi împiedicată prin trecerea unei sîrme prin capetele lor.

Plăcile crestate, fixate printr-un șurub în piesă, îmbracă piulița pe toată periferia (fig. 4.134) sau parțial (fig. 4.135), împiedicînd astfel autodesfacerea.

Șaibele de siguranță cu umeri sau cu nas, STAS 2241—56, realizează asigurarea prin răsfrîngerea lor după montare, așa cum se vede în figura 4.136.

Piulița cu guler și cu șurub lateral de asigurare (fig. 4.137) se execută în două variante. Varianta A folosește un inel *i* și un știft de blocare *C*. În varianta B există o proeminență în piesă în care se introduce șurubul *S*.

b) Asigurarea prin introducerea unei tensiuni suplimentare este de asemenea mult folosită. La asigurarea prin contrapiuliță, după montarea ei, piulița se menține fixă (cu ajutorul unei chei) și se strînge puternic contrapiulița; astfel contactul dintre spire se face ca în figura 4.138, *b*. Între piulițe șurubul este solicitat la întindere, luînd naștere forțe de

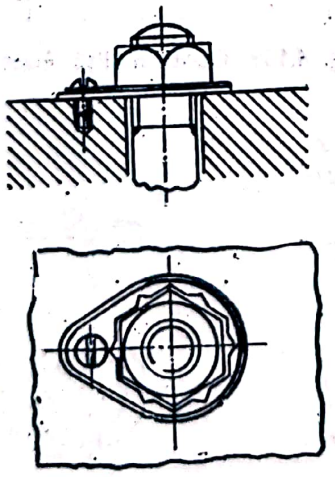


Fig. 4.134. Asigurarea cu placă crestată.

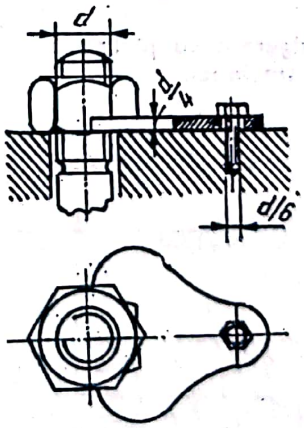


Fig. 4.135. Placă crestată.

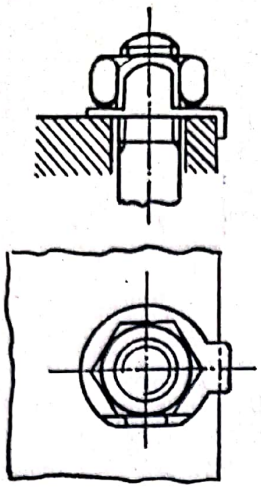


Fig. 4.136. Asigurarea cu şaibă de siguranţă.

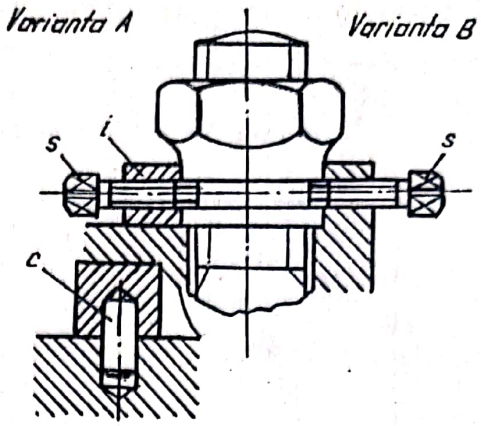


Fig. 4.137. Asigurarea unei piuliţe cu guler.

frecare care împiedică autodesfacerea. Contrapiuliţa elastică (fig. 4.139) se execută din tablă groasă, îndoită şi filetată numai la partea superioară; după montare se produce o tensiune axială care împiedică autodesfacerea. Şaibele elastice (fig. 4.140) se intercalează între piuliţă şi piesa de strîns. Ele se folosesc mai ales în cazul existenţei trepidaţiilor.

Şaibele Grower se montează în locul şaibelor obişnuite; sînt standardizate prin STAS 7664—66; 7665—66; 7666—66 şi 7667—66. Ele produc tensionarea prin arcuirea în timpul strîngerii (fig. 4.141).

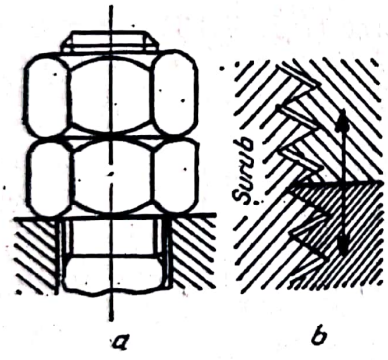


Fig. 4.138. Asigurare cu piuliţă şi contrapiuliţă.

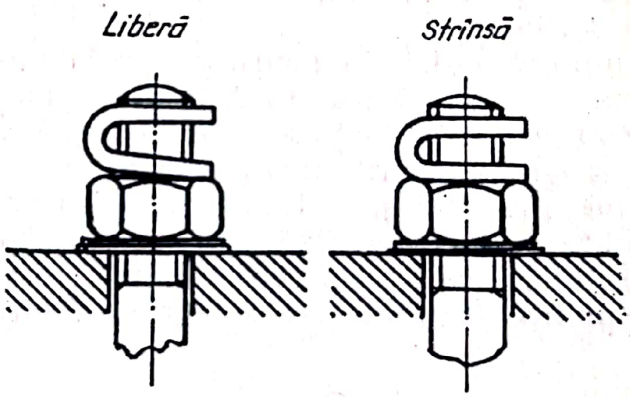


Fig. 4.139. Contrapiuliţă elastică

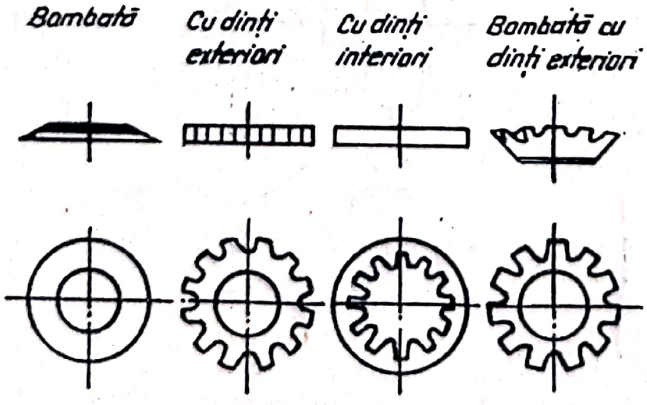


Fig. 4.140. Şaibe elastice.

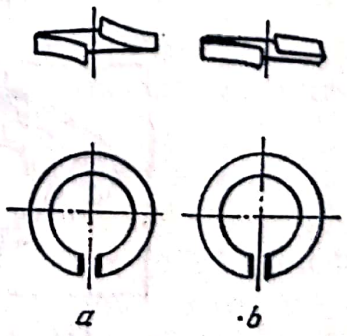


Fig. 4.141. Şaibe Grower.

Scanned with OKEN Scanner

Piuliţa cu inel interior de presiune tensionează prin apăsare radială, datorită inelului elastic, nefiletat, introdus la partea superioară. Tot un mijloc de asigurare este spintecarea piuliţei şi strîngerea ei cu un şurub, sau presarea laterală cu un ştift filetat. Contrapiuliţa conică elastică produce o tensiune atît radială cît şi axială, prezentînd o bună siguranţă în funcţionare.

4.6.8. Elemente noi în domeniul asamblărilor filetate

Cercetările din ultimii ani au dus la realizarea unor noi elemente în asamblările filetate. Îmbunătăţirea profilului filetului este una din căile principale pentru ridicarea capacităţii de rezistenţă a asamblărilor filetate. În figura 4.142 este prezentată o propunere de filet metric întărit prin rotunjirea puternică a fundului filetului, ($r = 0{,}285\ p$), teşirea accentuată a filetului piuliţei pînă la diametrul mediu al filetului d_2 şi mărirea înălţimii piuliţei la $m = d$.

Bobinele filetate (fig. 4.143) se folosesc pentru îmbunătăţirea rezistenţei asamblărilor filetate. Bobinele se execută din diferite materiale avînd după caz o rezistenţă ridicată la uzură, coroziune, gripare sau temperaturi înalte.

Şuruburile cu bile (fig. 4.144) micşorează mult frecarea dintre spirele piuliţei şi ale şurubului. Între piuliţă şi şurub se interpun bile, în canale de formă elicoidală, executate atît în şurub, cît şi în piuliţă. Bilele se deplasează pe o traiectorie închisă prin canalul de întoarcere (fig. 4.144, *a*). Aceste şuruburi se utilizează la automobile, la maşini unelte (şurubul conducător), la linii automate etc.

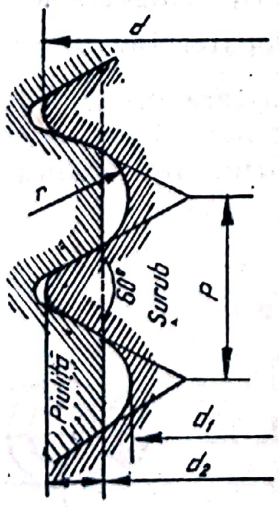


Fig. 4.142. Filet metric întărit.

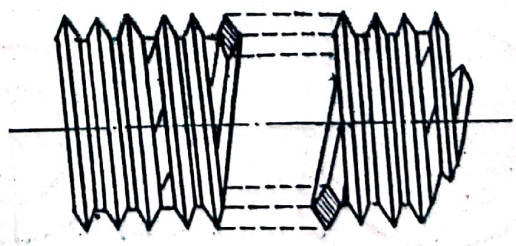


Fig. 4.143. Bobină filetată.

Scanned with OKEN Scanner

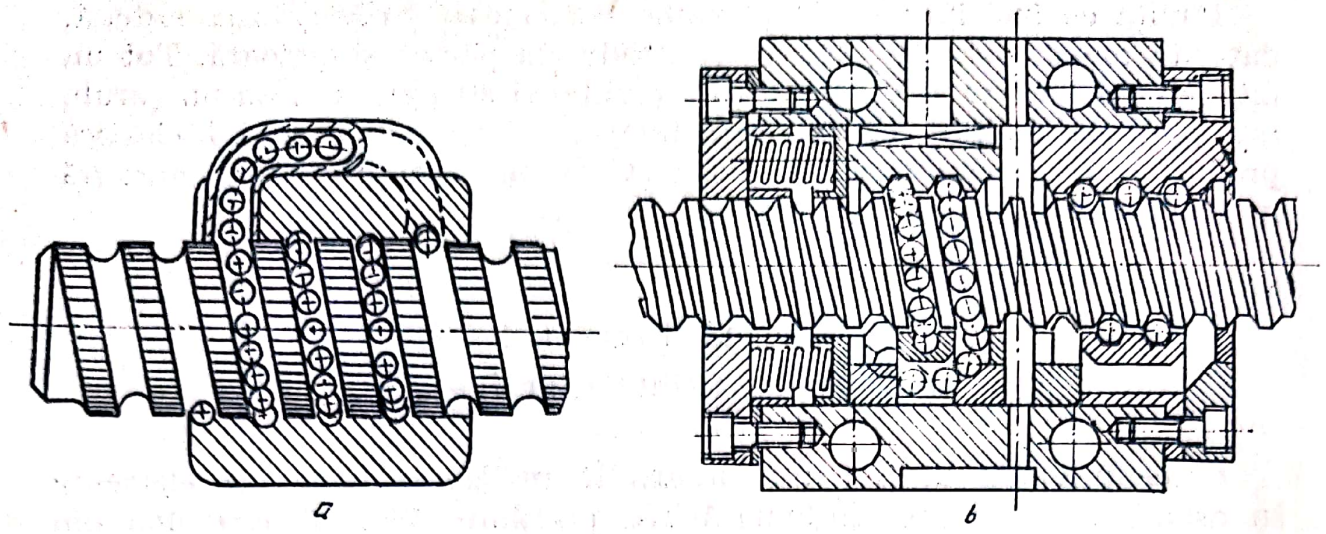


Fig. 4.144. Şuruburi cu bile.

În tabelul 4.24 se dă un exemplu de calcul a unei asamblări cu prestrîngere supusă unei sarcini variabile.

4.7. ASAMBLĂRI CU BRĂŢARĂ ELASTICĂ

4.7.1. Caracterizare şi rol funcţional

Brăţara elastică, numită şi bridă sau clemă, realizează asamblarea prin strîngere elastică a unei piese cuprinzătoare pe un arbore, bară etc. De exemplu : fixarea pe un arbore a unei manivele, a unui braţ, inel de blocare, roţi de transmisie sau fixarea temporară a pieselor culisante pe ghidajele rotunde ale aparatelor de laborator, fixarea unui levier (prevăzut la un capăt cu brăţară elastică) pe un arbore sau o bară de comandă etc.

Brăţara poate fi formată fie dintr-un inel elastic secţionat (fig. 4.145), fie din două semiinele (fig. 4.146). În ambele cazuri, strîngerea se datorează forţelor F_s sau $\frac{F_s}{2}$ din şuruburile de strîngere. Blocarea brăţării în poziţia dorită se face prin forţele de frecare ce iau naştere în urma strîngerii. Brăţările elastice pot fi cu suprafaţa de contact netedă sau cu suprafaţa de contact zimţată (fig. 4.147), aceasta din urmă prezentînd o fixare mai bună.

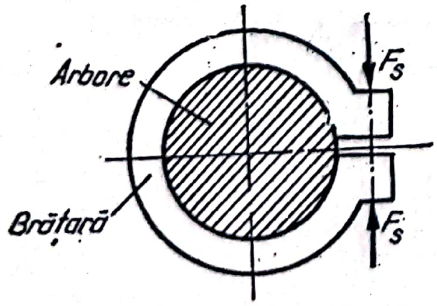


Fig. 4.145. Brăţară cu o singură deschidere.

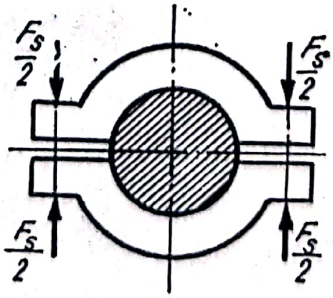


Fig. 4.146. Brăţară din două bucăţi.

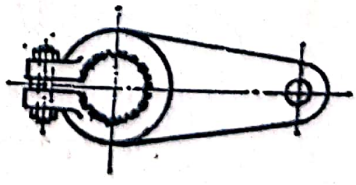


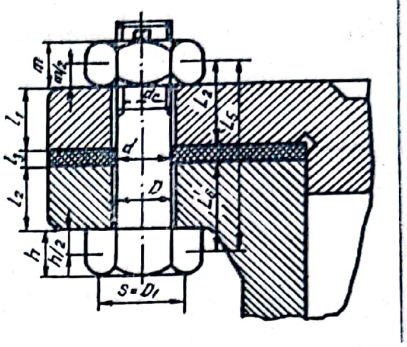
Fig. 4.147. Brăţară cu suprafaţă zimţată.

Scanned with OKEN Scanner

Tabelul 4.24

Exemplu de calcul

Date	Simbolurile cu semnificația din curs	
	$F_n = 10\,000$ daN Nr. șurub. $n = 20$ $F = 500$ daN	$l_1 = l_2 = 20$ mm $l_g = 3$ mm
	Materialul șuruburilor OLC 45 STAS 880-66. $\sigma_c = 40$ daN/mm²; $\tau_c = 30$ daN/mm²; $\sigma_{-1t} = 22$ daN/mm²	
	$E_{șurub} = 2{,}1 \cdot 10^6$ daN/cm²; $E_{flanșe} = 1{,}4 \cdot 10^6$ daN/cm² $E_{garnitură} = 0{,}04 \cdot 10^6$ daN/cm² Coeficientul de frecare $\mu = \operatorname{tg}\varphi' = 0{,}12$	



Simbol	Nr. relației	Relația de calcul	Calcule	Rezultat	Unitatea de măsură
		PREDIMENSIONAREA			
F_0'	—	$1{,}5\ F$	$1{,}5 \times 500$	750	daN
F_t	4,54	$F_0' + F$	$750 + 500$	1250	daN
Coeficientul de siguranță $C = 2{,}7$			Coeficientul $\beta = 1{,}25$		
l_1	—	$\sqrt{\frac{4\beta F_t C}{\pi \sigma_c}}$	$\sqrt{\frac{4 \cdot 1{,}25 \cdot 1250 \cdot 2{,}7}{\pi \cdot 4000}}$	1,16	cm
Se adoptă: șurubul M 14×58 STAS 6220–69 piulița A–M 14 STAS 4071–69 $l_s' = 15$ mm $l_s'' = 38$ mm				$d_1 = 11{,}835$ $d_2 = 12{,}701$ $p = 2$ $s = 22$ $h = 9$ $m = 11$ $D = 15$	mm mm mm mm mm mm mm
		VERIFICAREA			
A_{s1}	—	$\frac{\pi d_1^2}{4}$	$\frac{\pi \cdot 1{,}1835^2}{4}$	1,10	cm²
C_{s1}	4.59	$\frac{A_{s1} E_s}{l_s'}$	$\frac{1{,}1 \cdot 2{,}1 \cdot 10^6}{1{,}5}$	$1{,}54 \cdot 10^6$	daN/cm
A_{s2}	—	$\frac{\pi d^2}{4}$	$\frac{\pi \cdot 1{,}40^2}{4}$	1,50	cm²
C_{s2}	4.59	$\frac{A_{s2} E_s}{l_s''}$	$\frac{1{,}5 \cdot 2{,}1 \cdot 10^6}{3{,}8}$	$0{,}83 \cdot 10^6$	daN/cm
C_s	4.63	$\frac{1}{C_s} = \frac{1}{C_{s1}} + \frac{1}{C_{s2}}$	$\frac{1}{C_s} = \frac{1}{1{,}54 \cdot 10^6} + \frac{1}{0{,}83 \cdot 10^6}$	$0{,}54 \cdot 10^6$	daN/cm
A_{f1}	4.65	$\frac{\pi}{4}[(D_1 + l_1)^2 - D^2]$	$\frac{\pi}{4}[(2{,}2+2)^2 - 1{,}5]^2$	12,2	cm²
C_{f1}	4.60	$C_{f1} = \frac{A_{f1} E_f}{l_1}$	$\frac{12{,}2 \cdot 1{,}4 \cdot 10^6}{2}$	$8{,}52 \cdot 10^6$	daN/cm

Scanned with OKEN Scanner

Tabelul 4.24 (continuare)

Simbol	Nr. relației	Relația de calcul	Calcule	Rezultat	Unități
C_{f2}	—	$C_{f2} = C_{f1}$	—	$8{,}52 \cdot 10^6$	daN/cm
A_{garnit}	—	$A_g = A_{f1} = A_{f2}$	—	12,2	cm²
C_g	4.60	$\frac{A_g E_g}{l_g}$	$\frac{12 \cdot 2 \cdot 0{,}04 \cdot 10^6}{0{,}3}$	$1{,}63 \cdot 10^6$	daN/cm
C_f	4.64	$\frac{1}{C_f} = 2\frac{1}{C_{f1}} + \frac{1}{C_g}$	$\frac{1}{C_f} = 2\frac{1}{8{,}52 \cdot 10^6} + \frac{1}{1{,}63 \cdot 10^6}$	$1{,}16 \cdot 10^6$	daN/cm
F_v	4.69	$\frac{C_s}{C_s + C_f} F$	$\frac{0{,}54 \cdot 10^6}{(0{,}54 + 1{,}16)\ 10^6} 500$	160	daN
F_0	—	$F_t - F_v$	1250 − 160	1090	daN
$F_{t\,max}$	—	F_t	—	1250	daN
$F_{t\,min}$	—	F_0	—	1090	daN
$F_{t\,med}$	—	$F_0 + \frac{F_v}{2}$	$1090 + \frac{160}{2}$	1170	daN
σ_m	—	$\frac{F_{t\,med}}{A_{s1}}$	$\frac{1170}{1{,}1}$	1063	daN/cm²
σ_v	—	$\frac{1}{2}\frac{F_v}{A_{m1}}$	$\frac{1}{2}\frac{160}{1{,}1}$	72,2	daN/cm²
$\frac{\beta_{k\sigma}}{\varepsilon_n \gamma_\sigma}$	—	—	—	4	—
C_σ		$\frac{1}{\frac{\beta_{k\sigma}}{\varepsilon_m \gamma_\sigma}\frac{\sigma_v}{\sigma_{-1t}} + \frac{\sigma_m}{\sigma_c}}$	$\frac{1}{4\frac{72{,}7}{2200} + \frac{1063}{4000}}$	2,50	—
τ_t	4.71	$\frac{\frac{1}{2}F_0 d_2 \operatorname{tg}(\alpha_m + \varphi)}{\frac{\pi}{16} d_1^3}$	$\frac{\frac{1}{2} \cdot 1090 \cdot 1{,}27 \cdot 0{,}17}{\frac{\pi}{16} \cdot 1{,}18^3}$	362	daN/cm²
C_τ	—	$\frac{\tau_0}{\tau_t}$	$\frac{3000}{362}$	8,28	—
C	—	$\frac{C_\sigma C_\tau}{\sqrt{C_\sigma^2 + C_\tau^2}}$	$\frac{2{,}50 \cdot 8{,}28}{\sqrt{2{,}5^2 + 8{,}28^2}}$	2,40	—
$1{,}75 < C = 2{,}40 < 3$					

Scanned with OKEN Scanner

Asamblarea cu brăţară elastică prezintă avantajul unei strîngeri reglabile şi uşor demontabile.

4.7.2. Material şi tehnologie

Levierele cu brăţară elastică se execută de obicei din oţel forjat, cu prelucrare mecanică ulterioară. Prelucrarea e bine să fie cît mai grosolană pentru a mări frecarea. Brăţara trebuie să fie ajustată pe arbore sau pe piesa cuprinsă, ceea ce impune o deosebită atenţie la montaj.

4.7.3. Elemente de calcul

4.7.3.1. Brăţara de strîngere cu o singură deschidere

Se consideră un levier montat pe un arbore, acţionat de forţa F (fig. 4.148).

Se notează cu i numărul şuruburilor şi cu F_s forţa dintr-un şurub. Datorită forţei de strîngere iF_s, brăţara va apăsa pe arbore cu forţa F_n repartizată cosinusoidal pe suprafaţa de contact. Pentru simplificare se consideră forţa F_n concentrată la mijloc, pe direcţia diametrală. Considerînd punctul A ca punct convenţional de articulaţie şi neglijînd forţa elastică din brăţară, se poate scrie ecuaţia de momente în jurul punctului de articulaţie A :

$$iF_s\left(a+\frac{d}{2}\right)-F_n\frac{d}{2}=0. \tag{4.103}$$

Suma momentelor în jurul punctului 0 este

$$Fl-\mu F_n\, d=0. \tag{4.104}$$

Prin eliminarea forţei F_n din relaţiile (4.103) şi (4.104) rezultă

$$F_s=\frac{Fl}{2\mu(a+0{,}5d)i} \tag{4.105}$$

4.7.3.2. Brăţara de strîngere din două bucăţi

În acest caz (fig. 4.149), reacţiunea normală F_n este egală cu forţa totală de strîngere iF_s.

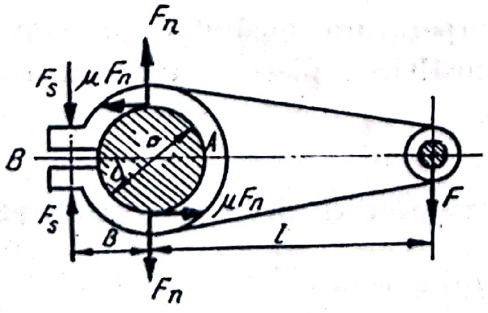


Fig. 4.148. Schema de calcul a unei brăţări cu o singură deschidere.

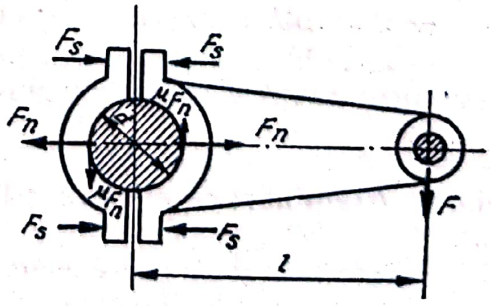


Fig. 4.149. Schema de calcul a unei brăţări din două bucăţi.

Din ecuaţia de echilibru a momentelor,

$$Fl = \mu d F_n, \tag{4.106}$$

rezultă

$$F_s = \frac{Fl}{\mu l d}. \tag{4.107}$$

Forţa astfel calculată permite dimensionarea şuruburilor.

4.8. ASAMBLĂRI CU STRÎNGERE PROPRIE (SERAJE)

4.8.1. Caracterizare şi rol funcţional

Asamblările cu strîngere proprie (elastică) se realizează prin strîngerea provocată de deformaţia elastică a pieselor îmbinate. În funcţie de gradul de strîngere, rezultat din toleranţele adoptate şi tehnologia de montaj, asamblările cu strîngere proprie pot fi demontabile sau nedemontabile. Asamblările cu prestrîngere se utilizează frecvent în construcţia de maşini datorită avantajelor ce le prezintă, cum sînt : capacitatea mare de transmitere, atît la sarcini statice, cît şi la cele variabile ; execuţie simplă etc. Ca dezavantaje se pot cita : posibilitatea slăbirii strîngerii în timpul exploatării ; deteriorarea suprafeţelor la demontare ; execuţie în cîmpuri de toleranţe strînse etc.

Se utilizează la montarea bandajelor roţilor de rulare, a coroanelor roţilor dinţate, a rulmenţilor, la confecţionarea arborilor cotiţi din elemente separate, la executarea volanţilor din două bucăţi etc.

4.8.2. Clasificarea asamblărilor cu strîngere proprie

a) După forma constructivă a asamblării pot fi :
— asamblări fără organe intermediare de strîngere ;
— asamblări cu organe intermediare (ancore, inele).
b) După tehnologia montării :
— asamblări presate, executate la temperatura mediului ambiant ;
— asamblări fretate, executate prin încălzirea piesei cuprinzătoare sau prin răcirea piesei cuprinse.

4.8.3. Asamblări cu elemente intermediare. Indicaţii privind executarea

Aceste asamblări se execută de obicei prin fretare.

Ca elemente intermediare se folosesc inele sau ancore. Pentru asamblarea pieselor I şi II, figura 4.150, s-au prevăzut proeminenţele B, peste care se

Scanned with OKEN Scanner

montează ancora A în formă de dublu T.

Înainte de montaj, ancora are între umeri lungimea l_1, iar distanța dintre proeminențele B este $l_2 > l_1$. După încălzire și montare, ancora se răcește și ajunge la lungimea l, satisfăcînd inegalitatea $l_1 < l < l_2$ și astfel se crează o stare de pretensionare între ancoră și proeminențe, ancora fiind întinsă, iar proeminențele comprimate. Aceste tipuri de îmbinări prezentînd importanță mai redusă, se vor trata mai jos îmbinările de la paragraful 4.8.2., *b*.

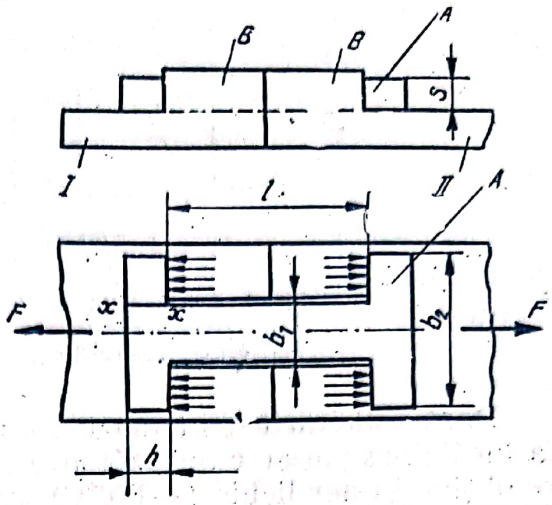


Fig. 4.150. Asamblare prin strîngere cu ancoră.

4.8.4. Asamblări fără elemente intermediare

4.8.4.1. Principiul de realizare

Asamblările fără elemente intermediare sînt asamblări cu strîngere elastică, realizate prin introducerea forțată a unei piese în alezajul piesei cu care aceasta se solidarizează. În general, acestea sînt asamblări presate efectuate la temperatura mediului ambiant.

Forțele ce se opun desfacerii unei astfel de asamblări sînt forțele de frecare pe suprafețele de contact, acestea crescînd odată cu creșterea apăsării dintre piese și mărirea coeficientului de frecare.

În timpul presării are loc o lărgire a alezajului cu Δb și o micșorare a diametrului piesei cuprinse cu Δa, figura 4.151, ajungîndu-se după montare la diametrul comun d al celor două piese.

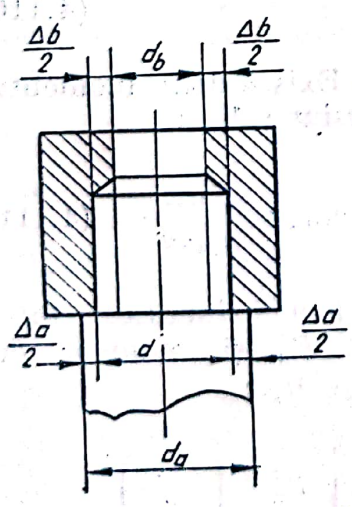


Fig. 4.151. Asamblare prin strîngere fără piesă intermediară.

Caracteristic asamblărilor presate este strîngerea (serajul) S, definită prin diferența dintre diametrele inițiale d_b și d_a,

$$S = d_a - d_b = \Delta_a + \Delta_b. \qquad (4.108)$$

4.8.4.2. Indicații tehnologice

Presarea se execută cu prese hidraulice sau manuale, în funcție de mărimea forței necesare presării. Se recomandă ungerea suprafețelor ajustate pentru a evita zgîrieturile. În același scop, piesa cuprinsă și cea cuprinzătoare sînt prevăzute cu teșituri, ca în figura 4.152.

Scanned with OKEN Scanner

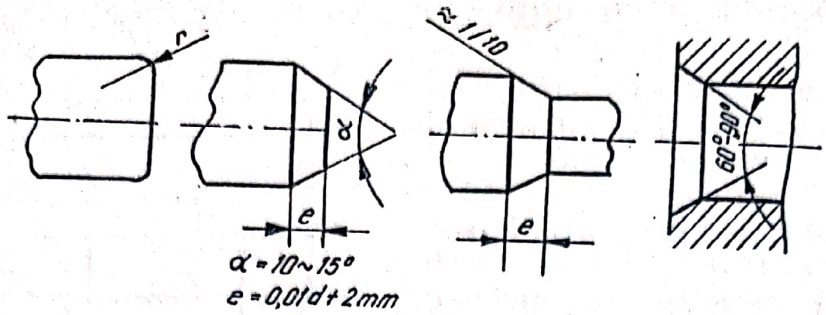


Fig. 4.152. Teşiturile pieselor cuprinse şi cuprinzătoare.

Dacă solicitările sînt mari şi e necesară o strîngere S mare, se recurge la încălzirea piesei cuprinzătoare sau la răcirea piesei cuprinse. Răcirea se obţine în aer lichid (—170°C) sau în bioxid de carbon (—70°C).

Presarea mixtă este un proces tehnologic combinat, din presarea propriu-zisă şi fretaj. Prin presare la cald, asperităţile nu se strivesc, rezultînd o îmbinare mai bună.

Dacă se încălzeşte piesa cuprinzătoare atît de mult încît să poată fi introdusă cu joc, rezultă o îmbinare fretată. Se precizează ca temperatura de încălzire să nu depăşească 600°C în cazul pieselor de oţel.

Strîngerea necesară se realizează prin prescrierea adecvată a toleranţelor ajustajului.

4.8.4.3. Elemente de calcul

Se consideră asamblarea unui manşon cu o piesă cilindrică găurită (fig. 4.153) şi astfel se poate scrie presiunea minimă de strîngere în cazurile :

— Există doar forţa axială F : la presare (F_p) şi depresare (F_d) :

$$p_{min} = \frac{F_p}{\pi \mu_p d l}; \tag{4.109}$$

$$p_{min} = \frac{F_d}{\pi \mu_d d l}; \tag{4.110}$$

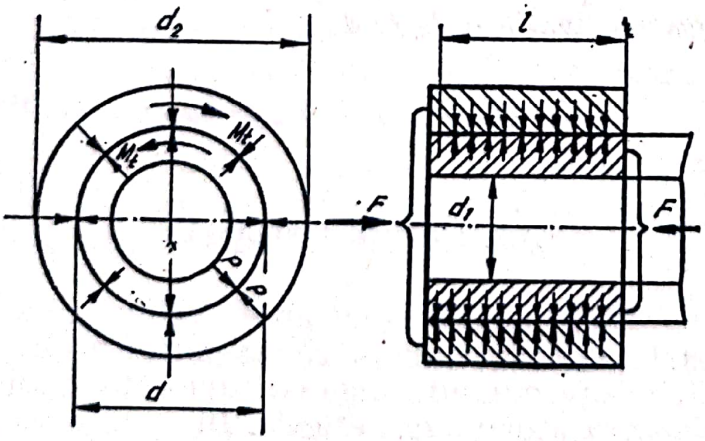


Fig. 4.153. Momentele şi forţele ce solicită asamblare prin strîngere.

— Există doar momentul de torsiune M_{tc} :

$$p_{min} = \frac{2M_{tc}}{\pi \mu_r d^2 l}. \tag{4.111}$$

Există simultan forţă axială F_A şi moment de răsucire M_{tc} :

$$p_{min} = \frac{\sqrt{F_A^2 + \left(\frac{2M_{tc}}{d}\right)^2}}{\pi \mu d l} \tag{4.112}$$

Scanned with OKEN Scanner

Presiunea maximă reiese din presiunea admisă pe suprafaţa respectivă de contact.

În relaţiile (4.109 . . . 4.111):

μ_p este coeficientul de frecare la presare;

μ_d — idem la depresare;

μ_r — idem la rotire.

Restul notaţiilor sînt cele corespunzătoare din figura 4.153.

Dacă piesele asamblate funcţionează cu turaţii ridicate, presiunea minimă dată de relaţiile 4.109 . . . 4.112. se majorează cu valoarea efortu-rilor unitare date de forţele centrifuge la aceeaşi rază, spre a se lua în considerare efectul lor de slăbire a strîngerii.

În calculele de proiectare se alege o valoare medie pentru μ, conform tabelului 4.25.

Tabelul 4.25

Valori pentru coeficientul de frecare

Materialul pieselor		Tehnologia de executare						
		Presare la rece				Presare la cald		
Piesa cuprinsă	Piesa cuprinzătoare	Starea de ungere	μ_p	μ_d	μ_{mediu}	Starea de ungere	μ_d	μ_{mediu}
Oţel	Oţel	Cu ungere cu ulei la montare	0,06—0,22	0,08—0,20	0,09—0,13	Fără ungere la montare	0,35—0,40	0,14—0,16
Oţel	Fontă	Cu ungere cu ulei la montare	0,06—0,14	0,09—0,17	0,07—0,12	idem	0,13—0,18—	0,07—0,09
Oţel	Aliaje uşoare	Fără ungere	0,02—0,08	0,03—0,09	0,02—0,06	idem	0,10—0,15	0,05—0,06

Teoria elasticităţii demonstrează că presiunea p dintre suprafeţele în contact este funcţie de strîngerea teoretică S, de dimensiunile pieselor şi de natura materialelor celor două piese:

$$p = \frac{S \cdot 10^{-3}}{\left(\frac{K_1}{E_1} + \frac{K_2}{E_2}\right) d} \text{ [daN/cm}^2\text{]}, \qquad (4.113)$$

unde

$K_1 = \frac{d^2 + d_1^2}{d^2 - d_1^2} - \mu_1$, pentru piesa cuprinsă;

$K_2 = \frac{d_2^2 + d^2}{d_2^2 - d^2} + \mu_2$, pentru piesa cuprinzătoare;

d — diametrul suprafeţelor presate [mm];

d_1 — diametrul interior al piesei cuprinse [mm];

d_2 — idem al piesei cuprinzătoare [mm];

S — strîngerea teoretică [μm];

E_1, E_2 — modulele de elasticitate ale materialelor celor două piese asamblate [daN/cm^2];

Scanned with OKEN Scanner

μ_1, μ_2 — — coeficienţii lui Poisson pentru cele două piese; pentru oţel, $\mu = 0{,}3$, iar pentru fontă $\mu = 0{,}25$.

În tabelul 4.26 se dau valorile coeficienţilor K_1 şi K_2 în ipoteza că ambele piese sînt din oţel

Tabelul 4.26

Valori pentru coeficienţii K_1 şi K_2 în ipoteza pieselor din oţel

$\frac{d_1}{d}$ sau $\frac{d}{d_2}$	Valoarea coeficienţilor		$\frac{d_1}{d}$ sau $\frac{d}{d_2}$	Valoarea coeficienţilor	
	K_1	K_2		K_1	K_2
0,0	0,70	—	0,5	1,37	1,97
0,1	0,72	1,32	0,6	1,83	2,43
0,2	0,78	1,38	0,7	2,62	3,22
0,3	0,89	1,49	0,8	4,25	4,85
0,4	1,08	1,68	0,9	9,25	9,83

Din cauza microneregularităţilor suprafeţelor în contact, a eventualei deformaţii de dilatare termică a pieselor asamblate şi a deformaţiilor pieselor sub acţiunea forţei de exploatare, valoarea strîngerii teoretice S diferă de strîngerea efectivă S_e, şi anume :

$$S_e = S + u_h + u_t + u_f,$$

unde :

u_h este corecţia ce ţine seamă de neregularităţile suprafeţelor îndepărtate de pe suprafaţa de contact în urma operaţiei de presare şi se calculează cu relaţia

$$u_h = 1{,}2(h_1 + h_2)\ [\mu m],$$

unde h_1 şi h_2 sînt înălţimile maxime ale neregularităţilor suprafeţelor pieselor îmbinate.

În tabelul 4.27 se indică valorile înălţimilor maxime ale neregularităţilor în funcţie de prelucrare.

$$u_t = [\alpha_2(t_2 - t) - \alpha_1(t_1 - t)]\ d \cdot 10^3\ [\mu m], \qquad (4.114)$$

Tabelul 4.27

Valorile înălţimilor maxime ale rugozităţilor pieselor

Operaţia de prelucrare	Gradul de fineţe	Înălţimea neregularităţilor h, în microni
Strunjire	grosolană	16—40 (şi mai mult)
	mijlocie	6—16
	fină	2,5—6
Rectificare	grosolană	16—40
	mijlocie	6—16
	fină	2,5—6
	foarte fină	1,0—2,5
Găurire	mijlocie	10—35
	fină + o alezare	6—10
	fină + două alezări	2,5—6

Scanned with OKEN Scanner

unde :

α_1, α_2 sînt coeficienţii de dilatare termică ;

t_1, t_2 — temperaturile de funcţionare a celor două piese ;

t — temperatura pieselor la montaj.

Dacă $t_2 = t_1 = t$, rezultă $u_t = 0$.

u_f — corecţia corespunzătoare deformaţiilor pieselor cauzată de forţele exterioare. Aceasta poate fi calculată cu formulele cunoscute din teoria elasticităţii.

4.8.4.4. Eforturile unitare şi deformaţiile pieselor

Pe suprafaţa în contact a două piese îmbinate prin presare iau naştere, pe lîngă presiuni de contact, şi eforturi unitare radiale şi tangenţiale. Variaţia acestor eforturi, ca şi mărimea lor, sînt prezentate în figura 4.154.

Datorită presiunilor ce iau naştere, diametrul interior d_1 al piesei cuprinse se va micşora cu Δ_1, iar diametrul exterior d_2 al piesei cuprinzătoare se va mări cu Δ_2. Pe baza teoriei elasticităţii, valorile lui Δ_1 şi Δ_2 au mărimile

$$\Delta_1 = 2p \frac{d^2 d_1 \cdot 10^3}{E_1(d^2 - d_1^2)} \ [\mu m]; \tag{4.115}$$

$$\Delta_2 = 2p \frac{d^2 d_2 \cdot 10^3}{E(d_2^2 - d^2)} \ [\mu m]. \tag{4.116}$$

În proiectare trebuie avut grijă ca presiunea p, ce apare între suprafeţele pieselor îmbinate, să nu depăşească valoarea presiunii critice p_c la care apar deformaţii plastice.

Notînd cu σ_{c1} şi σ_{c2} limitele de curgere ale materialelor celor două piese se obţine :

— presiunea critică a piesei cuprinse ;

$$p_{c_1} = \frac{d^2 - d_1^2}{2d^2} \sigma_{c1}; \tag{4.117}$$

— presiunea critică a piesei cuprinzătoare ;

$$p_{c_2} = \frac{d_2^2 - d^2}{2d_2^2} \sigma_{c2}. \tag{4.118}$$

4.8.4.5. Calculul ajustajului presat, alegerea clasei de precizie, verificarea ajustajului şi calculul temperaturii de încălzire (de răcire) a pieselor în vederea montării

Se ştie că dimensiunile pieselor sînt executate cu anumite abateri de la dimensiunea nominală, acestea fiind cuprinse între cele două dimensiuni limită : d_{max} şi d_{min} (pentru arbore) şi D_{max} şi D_{min} (pentru alezaje). În acest sens se poate scrie :

$$S_{max} = d_{max} - D_{min};$$

$$S_{min} = d_{min} - D_{max}. \tag{4.119}$$

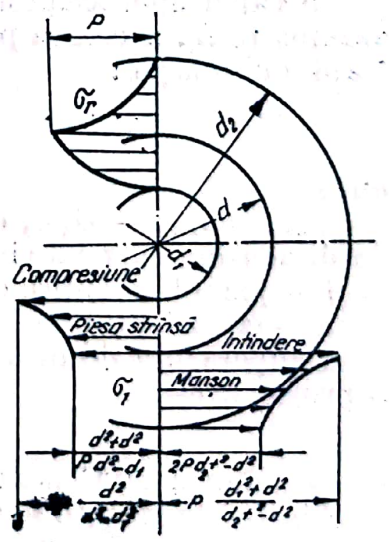


Fig. 4.154. Verificarea pieselor cuprinsă şi cuprinzătoare.

Pentru realizarea strîngerii trebuie ca

$$S_{min} > 0.$$

Se poate conchide că pentru realizarea unei asamblări prin strîngere este necesar ca forța, respectiv momentul de frecare ce ia naștere prin strîngere să fie mai mare ca sarcina, respectiv momentul de transmis.

Toleranțele se prescriu pe baza strîngerii efective calculate, astfel ca strîngerea minimă care se poate realiza datorită toleranțelor să fie egală cu strîngerea efectivă:

$$S_{min} = S_e. \tag{4.120}$$

La montaj, datorită poziției reciproce ale cîmpurilor de toleranțe, ale arborelui și alezajului se realizează o gamă de strîngeri, începînd cu S_{min} și terminînd cu S_{max}, distribuția acestora făcîndu-se după legea lui Gauss.

Așa cum s-a arătat mai sus, în cazul strîngerilor maxime (S_{max}) au loc presiuni maxime (p_{max}) care pot da naștere unor deformații plastice. Acest fapt cere să se facă în mod obligatoriu o verificare a îmbinării la presiunea de contact maximă dată de expresia

$$p_{max} = \frac{S'_{max}}{d\left[\frac{K_1}{E_1} + \frac{K_2}{E_2}\right]\cdot 10^3}, \tag{4.121}$$

unde

$$S'_{max} = S_{max} - u_h - u_t - u_f. \tag{4.122}$$

Strîngerea maximă (S_{max}) se determină după alegerea toleranțelor, și anume:

$$S_{max} = A_{s\ arbore} - A_{inf.\ alezaj} \tag{4.123}$$

Presiunea p_{max}, astfel calculată, se compară cu presiunile p_{c1}, respectiv p_{c2}, la care apar deformații plastice (relațiile 4.117 și 4.118) adică

$$p_{max} < p_{c1}\,(p_{c2}). \tag{4.124}$$

În cazul unei asamblări fretate, diferența dintre temperatura pieselor asamblate Δ_t, necesară pentru introducerea piesei cuprinzătoare, se calculează cu relația:

$$\Delta_t = \frac{S_{max} + j}{\alpha d}\,10^{-3}\ [°C], \tag{4.125}$$

unde:

$S_{max} = d_{max} - D_{min}$, este strîngerea maximă, adică diferența maximă de dimensiuni ce poate interveni la îmbinarea dintre arbore și butuc;

j — jocul la montaj, care se admite egal cu jocul minim al ajustajului;

α — coeficientul de dilatare liniară.

Temperatura de încălzire a piesei cuprinzătoare sau de răcire a piesei cuprinse t, este

$$t = t_0 + \Delta t + 50°C. \tag{4.126}$$

Se adaugă 50°C pentru a compensa răcirea din timpul montării.

Ajustajele presate se utilizează atît la piese din oțel, cît și în cazul unor piese mixte metalice, precum și în cazul unor piese din materiale plastice, sau chiar din lemn.

Scanned with OKEN Scanner

5

ARCURI

5.1. CONSIDERAŢII GENERALE

Arcul este un organ de maşină care, datorită formei corespunzătoare şi materialului elastic din care este confecţionat, prin deformarea lui elastică, transformă lucrul mecanic în energie potenţială şi este capabil să retransforme (integral sau parţial) energia potenţială acumulată în lucru mecanic.

Arcurile se utilizează pe larg în construcţia de maşini şi aparate, cu următoarele scopuri : a) ca amortizoare de şocuri (suspensia autovehiculelor, tampoane la material rulant); b) elemente de acţionare, prin redarea energiei acumulate (relee); c) pentru exercitarea unor forţe de apăsare (ambreiaje cu fricţiune, supape); d) pentru măsurarea forţelor (dinamometre); e) pentru limitarea forţelor (cuplaje de siguranţă cu fricţiune sau cu gheare).

Clasificarea arcurilor se dă în tabelul 5.1.

Tabelul 5.1

Clasificarea arcurilor

Criteriul de clasificare	Tipul
Forma constructivă	în foi elicoidale disc inelare spirale plane bara de torsiune speciale
Direcţia şi sensul forţelor exterioare	de compresiune de tracţiune de torsiune de încovoiere

Tabelul 5.1 (continuare)

Criteriul de clasificare	Tipul
Forma secţiunii semifabricatului	cu secţiune rotundă cu secţiune dreptunghiulară cu secţiunea pătrată cu secţiune profilată
Materialul	din oţel din materiale neferoase din materiale nemetalice
Rolul funcţional	de amortizare pentru acumulare de energie pentru exercitarea unei forţe de reglare de măsurare
Rigiditatea	cu rigiditate constantă cu rigiditate variabilă

Principalele tipuri de arcuri sînt prezentate în figurile 5.1. . . . 5.11.

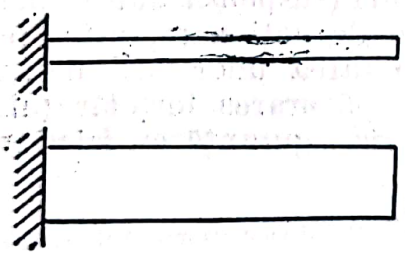


Fig. 5.1. Arc lamelar.

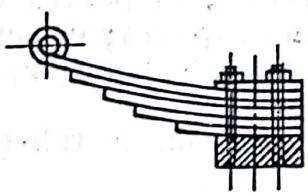


Fig. 5.2. Arc cu foi.

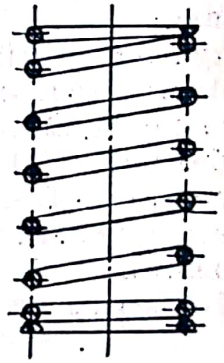


Fig. 5.3. Arc elicoidal cilindric de compresiune.

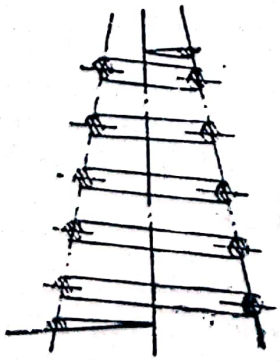


Fig. 5.4. Arc elicoidal conic de compresiune.

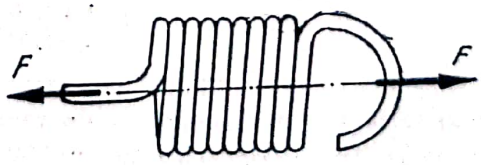


Fig. 5.5. Arc elicoidal cilindric de tracţiune.

Scanned with OKEN Scanner

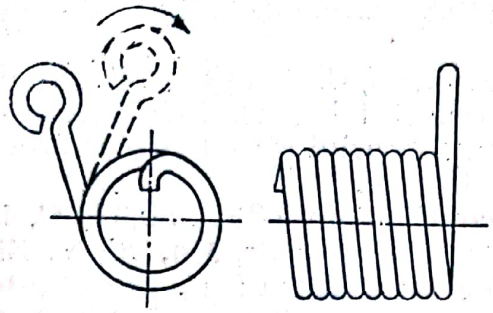


Fig. 5.6. Arc elicoidal cilindric de torsiune.

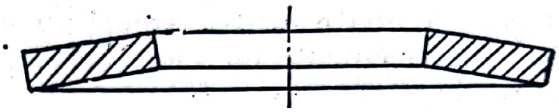


Fig. 5.7. Arc-disc simplu.

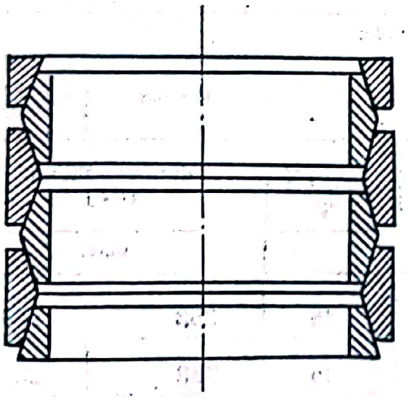


Fig. 5.8. Arc inelar cilindric.

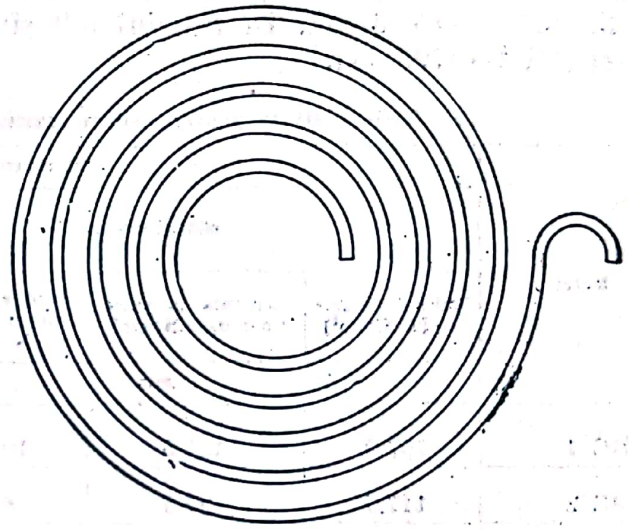


Fig. 5.9. Arc spiral.

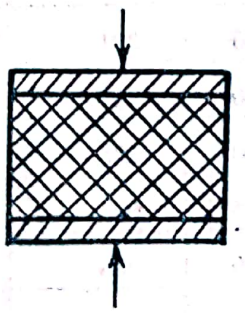


Fig. 5.10. Arc-placă de cauciuc.

Fig. 5.11. Arc-bară de torsiune.

5.2. MATERIALE

Materialele pentru arcuri trebuie să îndeplinească următoarele condiţii : a) rezistenţă ridicată la rupere ; b) limită ridicată de elasticitate ; c) rezilienţă şi rezistenţă la oboseală ridicate. La anumite construcţii se mai cere : rezistenţă la coroziune, dilatare termică redusă, lipsa proprietăţilor magnetice, menţinerea proprietăţilor mecanice la temperaturi ridicate.

Scanned with OKEN Scanner

Oţelurile utilizate pentu arcuri sînt : oţeluri carbon de calitate şi oţeluri aliate.

Oţelurile carbon de calitate au cel puţin 0,4% C. Se utilizează ca semifabricate laminate la cald sau trase la rece. Sînt ieftine. Prin tratament termic se pot ridica performanţele acestora. Datorită călibilităţii reduse se utilizează la diametre ale sîrmei pînă la 18 mm.

Oţelurile aliate pentru arcuri au un conţinut de 0,35 . . . 0,9% C, iar principalele elemente de aliere la diferite mărci sînt : Cr, Mn, Si, V. Elementele de aliere îmbunătăţesc rezistenţa şi tenacitatea (Si), călibilitatea şi rezistenţa la rupere (Mn, Cr), rezistenţa la oboseală (V). În STAS 795-71 sînt prevăzute oţelurile laminate la cald pentru arcuri. Oţelurile Arc 1, 2, 2A, 3, 4, 5, 5A, 8, 9 sînt aliate, iar oţelurile Arc 6, 6A, 7, 10 sînt oţeluri carbon. Semifabricatele utilizate la executarea arcurilor au formă de bare, bandă, table sau sîrmă. În tabelul 5.2 sînt prezentate oţelurile pentru arcuri (STAS 795-71).

Tabelul 5.2

Oţeluri aliate pentru arcuri (caracteristici mecanice)

Marca	Starea epruvetelor					
	călit şi revenit				laminat	laminat recopt
	limita de curgere σ_c [daN/mm²]	rezistenţa la tracţiune σ_r[daN/mm²]	alungire la rupere δ_5 %	gîtuirea la rupere * Z %	duritatea Brinell [HB]	
	min.				max.	
ARC 1	107,9	127,5	10	45	363	255
ARC 2	117,7	127,5	8	35	363	255
ARC 2A	117,7	132,4	6	30	363 **	255
ARC 3	137,3	156,9	6	25	363	255
ARC 4	117,7	127,5	6	30	321	241
ARC 5	107,9	117,7	6	30	321	241
ARC 5A	98,1	117,7	6	30	285	245
ARC 6	78,4	98,1	10	35	285	229
ARC 6A	88,8	107,9	6	20	285	229
ARC 7	98,1	112,8	8	30	363	229
ARC 8	117,7	137,3	6	25	363	229
ARC 9	122,6	142,2	6	25	363	229
ARC 10	88,8	107,9	9	30	321	241

* Valorile pentru gîtuire se referă numai la epruvete cu secţiunea rotundă şi sînt informative. La înţelegere între producător şi beneficiar ele pot deveni obligatorii.

** Cu acordul beneficiarului se admite depăşirea durităţi cu maxim 30 unităţi HB.

NOTĂ. Oţelul pentru arcuri are următoarele valori medii informative pentru:
- modulul de elasticitate longitudinal E, circa 20594 daN/mm²;
- modulul de elasticitate transversal G, circa 7485 daN/mm².

Scanned with OKEN Scanner

Tabelul 5.3

Materiale neferoase pentru arcuri

Material	Compoziția chimică %	Limita de proporționalitate [daN/mm²]	Limita de curgere [daN/mm²]	Rezistența la rupere [daN/mm²]	Modulul de elasticitate longitudinal [x 10³ daN/mm²]	Modulul de elasticitate transversal [x10³ daN/mm²]	Duritatea Brinell [HB]	Alungirea %	Observații
Alamă specială	Cu 72 Ni 6 Al 1,5 Zn 20,5	40	70	85	11	4	157	20	Tratate termic. Arcuri cu proprietăți anticorozive și cu caracteristici mecanice bune
Bronz cu crom	Cr 0,6...0,85 Cu 99...99,4	23...40	46,8	55,5	12	4,5	150	10	Tratate termic
Bronz cu aluminiu	Cu 88,9 Al rest	45	70	80	11,6	5	200	7	Tratate termic. Arcuri cu proprietăți anticorozive. Ieftine
Bronz cu beriliu	Be 2 Co 0,5 Cu 97,5	75	100	116...140	11,6...13	4,6...5,5	350	10	Tratate termic. Arcuri cu proprietăți anticorozive chiar la 150 °C
Monel K	Ni 66 Cu 29 Al 5	62	93...116	116...130	16,8	6	330	—	Tratate termic. Arcuri cu rezistență înaltă. Proprietăți anticorozive. (rezistă la : apă de mare, vapori supraîncălziți, CO_2, Cl, substanțe alcaline, soluții slab acide de H_2SO_4)
Nichel Z	Ni 98 Cu, Mn, Fe, Si 2	73	114	140	21	5	—	—	Tratate termic. Păstrează proprietățile elastice și mecanice chiar la temperatură ridicată
Cupru	Cu 99,9	21,8	34,2	40	11,6	3,88	110	9,8	
Alamă	Cu 70 Zn 30	31	54,5	68	9,5	3,25	180	20	Tras sau laminat la rece. Proprietăți anticorozive (rezistentă la vapori supraîncălziți, CO_2). Nu rezistă la H_2SO_4

Scanned with OKEN Scanner

Materialele neferoase importante pentru fabricarea arcurilor sînt: bronzul, alama, aliajele cupru-nichel. Rezistența la rupere și limita de elasticitate ridicate se pot obține prin ecruisare sau prin tratament termic. O serie de materiale neferoase pentru arcuri se dau în tabelul 5.3 [13].

Materialele nemetalice cele mai utilizate sînt: cauciucul, pluta, masele plastice. Cauciucul are un coeficient de amortizare superior celorlalte materiale elastice. Coeficientul de utilizare volumetrică a arcurilor din cauciuc are valori foarte mari, în comparație cu cel întîlnit la materialele metalice.

Rezistențe admisibile

În tabelele 5.4 și 5.5 (STAS 7067-67) sînt date rezistențele admisibile pentru arcuri înfășurate la rece.

Tabelul 5.4

Rezistențe admisibile pentru arcuri înfășurate la rece

Semifabricatul	Tensiunea tangențială admisibilă τ_a
Sîrmă trefilată pentru arcuri din oțel carbon de calitate, conform STAS 893-72	$0{,}5\ \sigma_{rmin}$
Sîrmă ecruisată prin trefilare, din oțel austenitic rezistent la coroziune	$0{,}4\ \sigma_{rmin}$
Sîrmă pentru arcuri, din alamă cu nichel conform STAS 3439-68	$0{,}35\ \sigma_{rmin}$
Sîrmă de bronz cu staniu ecruisată prin tragere	$0{,}35\ \sigma_{rmin}$

Tabelul 5.5

Rezistențe admisibile pentru arcuri înfășurate la rece

Marca de oțel pentru arcuri, conform STAS 795-71	Tensiunea tangențială admisibilă τ_a [daN/mm²]		Indicații de utilizare
	$d < 8$ mm	d = 8 ...40 mm	
ARC 1	65	60	Arcuri supuse la solicitări moderate statice sau oscilante de lungă durată; temperatura de regim max. 150 °C
ARC 2	68	65	Arcuri supuse la solicitări ridicate, statice sau oscilante de durată medie; temperatura de regim max. 150 °C
ARC 3	68	60	Arcuri supuse la solicitări ridicate, statice sau oscilante, de durată medie; temperatura de regim max. 180 °C
ARC 4	63	50	Arcuri supuse la solicitări moderate, statice sau oscilante, de lungă durată; temperatura de regim max. 200 °C

Scanned with OKEN Scanner

Tabelul 5.5 (continuare)

Marca de oțel pentru arcuri, conform STAS 795-71	Tensiunea tangențială admisibilă τ_a [daN/mm²]		Indicații de utilizare
	$d < 8$ mm	$d = 8...40$ mm	
ARC 8	70	65	Arcuri supuse la solicitări ridicate, statice sau oscilante, de lungă durată, temperatura de regim max. 200 °C
ARC 9	68	65	Arcuri supuse la solicitări moderate, statice sau oscilante, de lungă durată; temperatura de regim max. 200 °C

Observații:
- pentru arcurile cu $d > 20$ mm se vor utiliza numai mărcile ARC 3, ARC 4, ARC 8, ARC 9. La arcurile cu $d > 30$ se vor prefera ARC 3, ARC 9;
- pentru arcurile la care este necesară o înaltă precizie de funcționare (de exemplu, pentru relee, regulatoare etc.) se recomandă alegerea tensiunii tangențiale admisibile cu 25% mai mică decît cea din tabelele 5.4 și 5.5;
- oțelurile ARC 5, ARC 6 și ARC 7 nu se folosesc la arcuri elicoidale de tracțiune și de compresiune;
- sîrmele din oțeluri aliate pentru arcuri se iau conform STAS 892-71;
- tensiunile tangențiale admisibile pentru arcuri de tracțiune înfășurate la rece, avînd ochi de prindere și supuse la solicitări statice, sînt cu 12% mai mici decît cele cuprinse în tabelele 5.4 și 5.5.

Tensiunile tangențiale admisibile pentru sîrma trefilată din oțel carbon de calitate (STAS 893-72) se dau în tabelul 5.6 [19]. Pentru acest tabel se aplică observațiile de la tabelul 5.5.

Tensiunile tangențiale admisibile pentru arcurile înfășurate la cald se aleg astfel:

— pentru arcuri de compresiune înfășurate la cald, supuse la solicitări statice — conform tabelelor 5.4 și 5.5;

— pentru arcuri de tracțiune înfășurate la cald, supuse la solicitări statice, sînt cu 12 % mai mici decît cele din tabelele 5.4 și 5.5, dar nu trebuie să depășească 60 daN/mm²;

— pentru arcuri de compresiune executate din oțel ARC și supuse la solicitări oscilante:

a) arcuri din bare trase, fără defecte de suprafață,

$$\tau_{aR_{max}} = \frac{(8...12)}{1-R} \qquad [\text{daN/mm}^2]; \qquad (5.1)$$

b) la arcuri din bare călite sau rectificate, protejate împotriva decarburărilor,

$$\tau_{aR_{max}} = \frac{(20...32)}{1-R} \qquad [\text{daN/mm}^2]. \qquad (5.2)$$

R este coeficientul de asimetrie al ciclului.

Tabelul 5.6

Solicitări admisibile pentru sîrmă trefilată din oțel carbon de calitate, în daN/mm²

Diametrul nominal mm	Marca sîrmei (conf. STAS 893-72)					
	RS		RM		RR	
	σ_r	τ_a	σ_r	τ_a	σ_r	τ_a
0,20	180—220	90	220—265	110	265—300	133
0,22						
0,25						
0,28						
0,30	175—215	88	215—260	108	260—295	130
0,32						
0,35						
0,40			215—255		255—290	128
0,45	170—210	85	210—255	105		
0,50			210—250		250—285	125
0,55	170—205		205—250	103		
0,60			205—245		245—280	123
0,70	165—200	83	200—245	100		
0,80						
0,90			200—240		240—275	120
1,00	160—195	80	195—235	98	235—275	118
1,10						
1,20	155—190	78	190—230	95	230—270	115
1,30						
1,40						
(1,50)	150—190	75	185—220	93	225—270	113
1,60	150—185				225—260	
1,80	150—180		180—220	90	220—260	110
2,00	145—175	73	175—215	88	215—255	108
(2,20)	145—170		170—210	85	210—250	105
2,40	140—170	70	170—205		205—240	103
(2,50)	140—165		165—200	83	200—235	100
2,80						
3,00	140—160		160—190	80	190—230	95
3,20	135—160	68	160—185		185—220	93
3,50	135—155		155—180	78	180—215	90
3,60						
4,00	130—155	65	155—175		175—210	88
4,50	125—150	63	150—170	75	170—205	85
5,00	120—145	60	145—165	73	165—200	83
5,50	115—140	58	140—160	70	160—195	80
(6,00)	115—135		135—155	68	155—185	78
6,20						
7,00	110—130	55	130—150	65	150—180	75

Scanned with OKEN Scanner

5.3. CARACTERISTICA ARCURILOR

Se numeşte *caracteristica unui arc*, curba care reprezintă dependenţa dintre sarcina ce acţionează asupra arcului (forţă sau moment) şi deformaţia elastică pe care o produce (săgeată, unghi). Caracteristica este imaginea grafică a rigidităţii arcului.

În figura 5.12 sînt reprezentate tipuri de caracteristici ale arcurilor. Caracteristica poate fi o linie dreaptă *1* (rigiditate constantă), o curbă (rigiditate progresivă crescătoare *2*, sau descrescătoare *3*), sau o linie frîntă *4* (rigiditate crescătoare în salturi). Caracteristica devine o curbă (rigiditatea variabilă), la arcurile care lucrează cu frecări interne (arcuri din cauciuc — figura 5.13), cu frecări între elementele arcului, sau la arcurile la care se modifică anumite dimensiuni în timpul serviciului, de exemplu lungimea liberă a arcului sau numărul de spire active la arcurile elicoidale conice, figura 5.14. Numărul spirelor active variază datorită *culcării* spirelor unele peste altele; F_{ic} este forţa la care începe culcarea spirelor; F_c — forţa la care toate spirele sînt în contact. Arcurile cu caracteristică neliniară

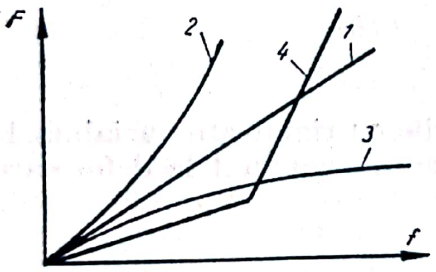


Fig. 5.12. Tipuri de caracteristici ale arcurilor: *1* — rigiditate constantă; *2* — rigiditate crescătoare; *3* — rigiditate descrescătoare; *4* — rigiditate crescătoare în salturi.

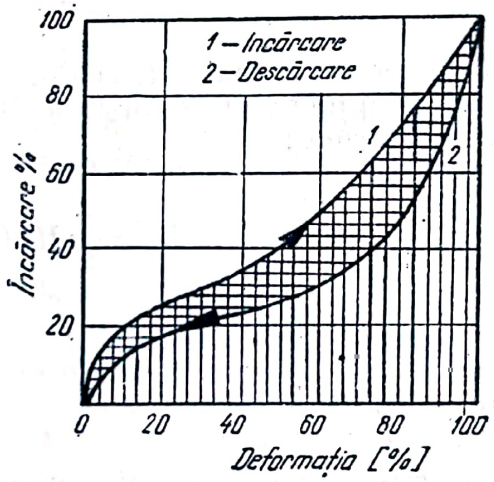


Fig. 5.13. Caracteristica arcurilor de cauciuc.

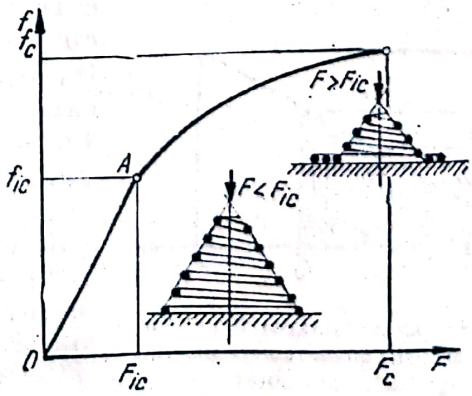


Fig. 5.14. Caracteristica arcurilor conice de compresiune.

sînt avantajoase acolo unde s-ar ivi pericolul de rezonanţă, deoarece acestea produc deplasarea frecvenţelor de rezonanţă în zone nepericuloase pentru construcţia respectivă.

Caracteristica dreaptă se întîlneşte la arcuri fără frecări sau fără modificări ale dimensiunilor în timpul serviciului, care ascultă de legea lui Hooke. La aceste arcuri există proporţionalitate directă între forţe şi deformaţii (fig. 5.15):

$$\frac{F_i}{f_i} = \operatorname{tg}\ \alpha = C, \tag{5.3}$$

unde C se numeşte rigiditatea arcului. Lucrul mecanic elementar, înmagazinat, este $\mathrm{d}L = F\mathrm{d}f$; deci, suprafaţa cuprinsă între caracteristica arcului şi abscisă, reprezintă lucrul mecanic total, înmagazinat prin deformaţia arcului:

$$L = \frac{1}{2} Ff = \frac{1}{2} Cf^2, \tag{5.4}$$

Relaţia 5.4 poate fi aplicată analog şi arcurilor cu caracteristică liniară, solicitate de un moment de torsiune M_t, care produce o deformaţie unghiulară θ, sub forma:

$$L = \frac{1}{2} M_t\, \theta = \frac{1}{2} C' \theta^2, \tag{5.5}$$

unde C' este rigiditatea arcului. La arcurile cu rigiditate variabilă, la care caracteristica este o curbă, lucrul mecanic înmagazinat la deformarea arcului se exprimă astfel:

— la arcuri cu deformaţii liniare, $L = \int_0^{f_n} F\,\mathrm{d}f$; (5.6)

— la arcuri cu deformaţii unghiulare, $L = \int_0^{\theta_n} M_t\,\mathrm{d}\theta$. (5.7)

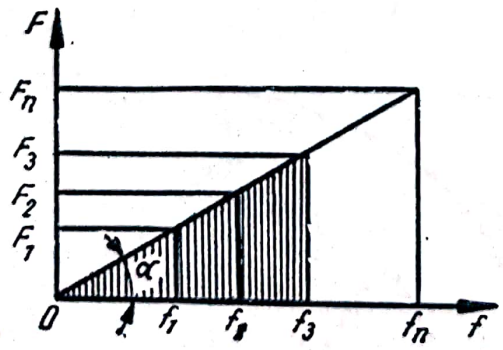


Fig. 5.15. Proporţionalitatea dintre forţe şi săgeţi la arcurile cu caracteristică liniară (rigiditate constantă).

La arcurile compuse din elemente între care există frecări (de exemplu la arcuri cu foi multiple sau la cele inelare,) caracteristica la încărcarea arcului diferă de caracteristica la descărcarea lui (fig. 5.16). Caracteristica de încărcare se plasează deasupra celei fără frecare, deoarece arcul începe să se deformeze abia cînd forţa este suficient de mare pentru a învinge frecarea (punctul I). La descărcare, arcul începe să revină la forma iniţială (punctul B), abia după ce forţa se micşorează la o valoare $F = CB$, numită forţă de destindere (sau

Scanned with OKEN Scanner

de repulsie). Aria $OIAC$ reprezintă lucrul mecanic L înmagazinat la încărcare, iar aria OBC — lucrul mecanic L' redat la descărcare. Aria închisă de cele două caracteristici reprezintă lucrul mecanic consumat pentru învingerea frecărilor. Raportul

$$\eta_A = \frac{L'}{L} \qquad (5.8)$$

se numeşte randamentul arcului, iar raportul

$$\delta = \frac{L - L'}{L + L'} \qquad (5.9)$$

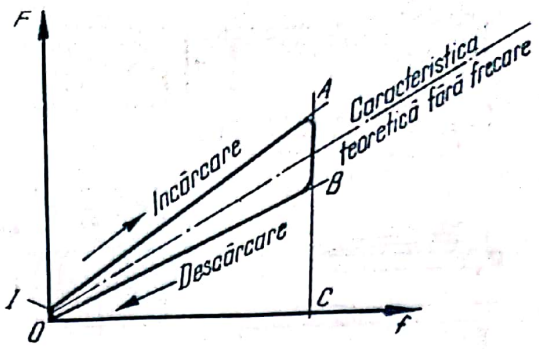


Fig. 5.16. Caracteristica arcurilor cu foi multiple.

se numeşte coeficient de amortizare. Dacă un arc este folosit pentru amortizarea unei sarcini variabile sau de şoc, se urmăreşte realizarea unui δ cît mai mare, deci a unui lucru mecanic redat L' cît mai mic.

5.4. ARCURI CU FOI

Arcurile cu foi pot fi constituite dintr-o singură foaie (arcuri lamelare), sau din mai multe foi suprapuse (arcuri cu foi multiple sau arcuri cu foi suprapuse).

5.4.1. Arcuri lamelare

La aceste arcuri, lamela poate avea fibra medie dreaptă (fig. 5.17, fig. 5.18) sau curbă (fig. 5.19). Se consideră un arc lamelar de formă dreptunghiulară încastrat la un capăt şi cu o forţă concentrată acţionînd la capătul liber (fig. 5.20).

Efortul unitar de încovoiere în secţiunea situată la distanţa x de capătul liber este

$$\sigma_{ix} = \frac{M_i}{W} = \frac{6Fx}{bh^2}. \qquad (5.10)$$

Pentru $x = 0$ şi $x = l$ se obţin:

$$\sigma_{i0} = 0; \quad \sigma_{il} = \frac{6Fl}{bh^2} = \sigma_{i_{max}}. \qquad (5.11)$$

Rezultă că efortul unitar variază pe lungimea arcului, deci materialul nu este utilizat economic (arcul nu este un solid de egală rezistenţă). Din (5.11) se deduce forţa maximă suportată de arc:

$$F_{max} = \frac{bh^2}{6} \cdot \frac{\sigma_{i_{max}}}{l}. \qquad (5.12)$$

Scanned with OKEN Scanner

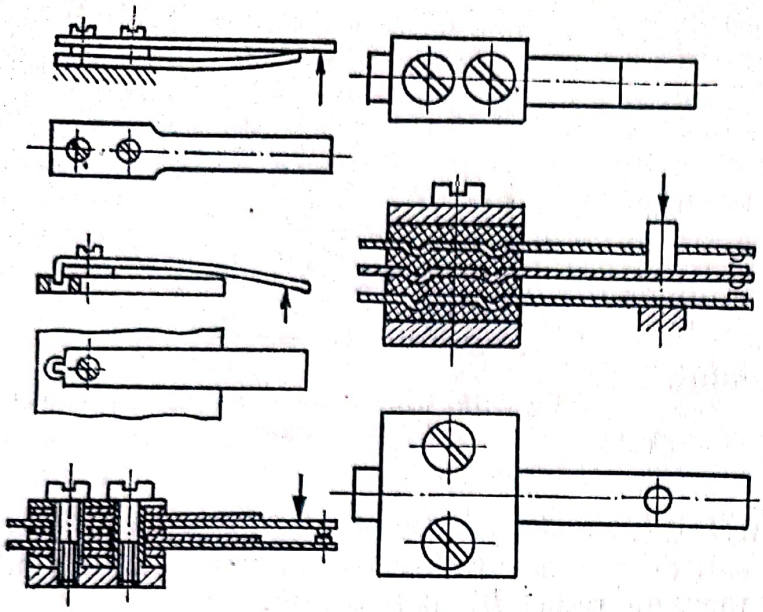


Fig. 5.17. Construcții cu arcuri lamelare cu fibra medie dreaptă.

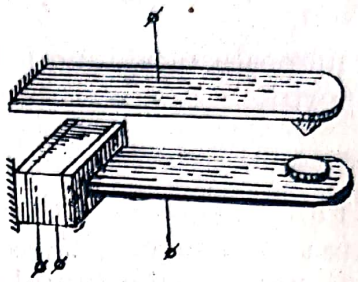


Fig. 5.18. Arc lamelar cu fibra medie dreaptă.

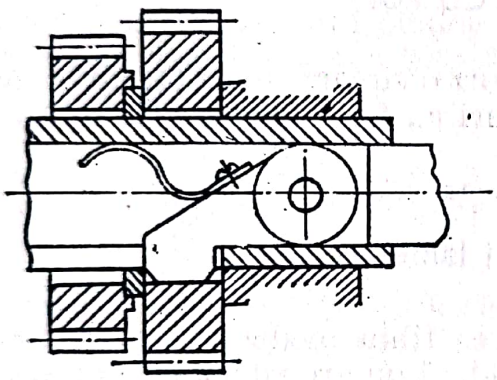


Fig. 5.19. Construcția cu arc lamelar cu fibra medie curbă.

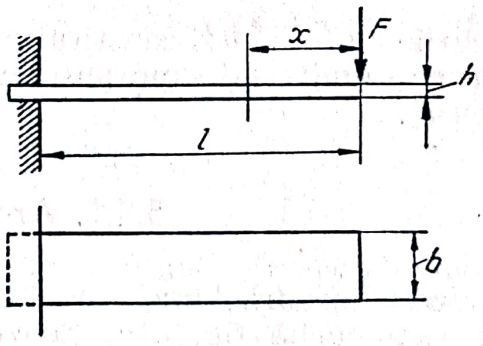


Fig. 5.20. Arc lamelar dreptunghiular încastrat la un capăt și încărcat la capătul liber cu o forță concentrată.

Săgeata la capătul liber este

$$f = \frac{Fl^3}{3EI} = \frac{\frac{bh^2}{6}\frac{\sigma_{i_{max}}}{l}l^3}{3E\frac{bh^3}{12}} = \frac{2}{3}\frac{\sigma_{i_{max}}}{E}\frac{l^2}{h}. \qquad (5.13)$$

Lucrul mecanic de deformație (pe baza relațiilor 5.12 și 5.13) este

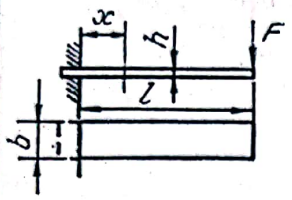
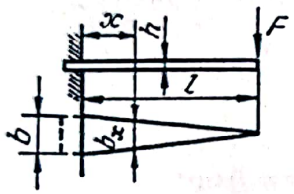
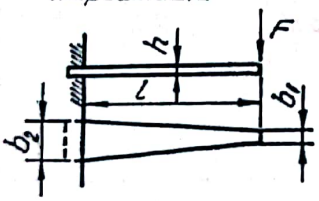
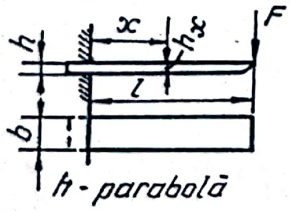
$$L = \frac{1}{2}Ff = \frac{1}{18}\frac{\sigma_{i_{max}}^2}{E}V = K\frac{\sigma_{i_{max}}^2}{E}V, \qquad (5.14)$$

unde V este volumul arcului, iar K este coeficientul de utilizare volumetrică și indică gradul de utilizare a materialului arcului la înmagazinarea de lucru mecanic. În tabelul 5.7 [78] sînt sistematizate rezultatele calculelor

Scanned with OKEN Scanner

Tabelul 5.7

Elemente de calcul pentru arcuri lamelare cu fibra medie dreaptă

Forma	Efortul unitar σ_{imax}	Săgeata maximă f	Lucrul mecanic de deformație L	Coeficientul de utilizare volumetrică K
Dreptunghiulară 	$\frac{6Fl}{bh^2}$ pentru $x = 0$	$\frac{2}{3}\frac{\sigma_{imax}}{E}\frac{l^2}{h}$	$\frac{1}{18}\frac{\sigma_{imax}^2}{E}bhl = \frac{1}{18}\frac{\sigma_{imax}^2}{E}V$	$\frac{1}{18}$
Triunghiulară 	$\frac{6Fl}{bh^2}$ constant pe lungime	$\frac{\sigma_{imax}}{E}\frac{l^2}{h}$	$\frac{1}{12}\frac{\sigma_{imax}^2}{E}bhl = \frac{1}{6}\frac{\sigma_{imax}^2}{E}V$	$\frac{1}{6}$
Trapezoidală 	$\frac{6Fl}{b_2h^2}$	$\frac{2}{3}c_0\frac{\sigma_{imax}}{E}\frac{l^2}{h}$ $c_0 \simeq \frac{3}{2+\frac{b_1}{b_2}}$	$\frac{c_0}{18}\frac{\sigma_{imax}^2}{E}b_2hl = \frac{c_0}{9}\frac{1}{1+\frac{b_1}{b_2}}\frac{\sigma_{imax}^2}{E}V$	$\frac{1}{9}\frac{c_0}{1+\frac{b_1}{b_2}}$
Dreptunghiulară  *h - parabolă*	$\frac{6Fl}{bh^2}$	$\frac{4}{3}\frac{\sigma_{imax}}{E}\frac{l^2}{h}$	$\frac{1}{9}\frac{\sigma_{imax}^2}{E}bhl = \frac{1}{6}\frac{\sigma_{imax}^2}{E}V$	$\frac{1}{6}$

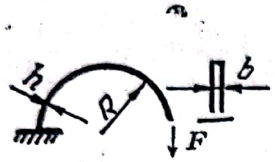
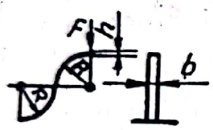
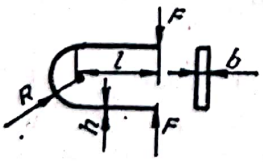
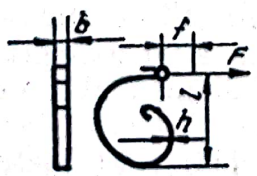
efectuate pentru arcuri lamelare de diferite forme (avînd fibra medie dreaptă). Se constată că arcul lamelar triunghiular este un solid de egală rezistență. Deoarece vîrful ascuțit nu permite fixarea elementului de acționare, practic se utilizează arcul trapezoidal.

În tabelul 5.8 se dau forțele care pot fi preluate de arcuri cu fibra medie de o anumită formă, precum și săgețile la capătul liber [83].

Scanned with OKEN Scanner

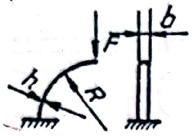
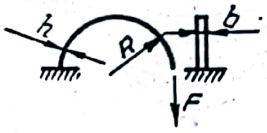
Tabelul 5.8

Elemente de calcul pentru arcuri lamelare cu fibra medie curbă

Denumirea arcului	Forța care acționează asupra arcului F [daN]	Săgeata arcului f [mm]
Curb circular 	$F = \frac{b\,h^2}{6\,R}\,\sigma_a$	$f = \frac{18{,}8\,FR^3}{Eb\,h^3} = \frac{\pi\,R^2\,\sigma_a}{E\,h}$
Curb circular 	$F = \frac{b\,h^2}{12\,R}\,\sigma_a$	$f_v = \frac{56{,}5\,FR^3}{Eb\,h^3} = \frac{4{,}71\,R^2\,\sigma_a}{E\,h}$
Curb circular	$F = \frac{b\,h^2}{12\,R}\,\sigma_a$	Apropierea capetelor, $f = \frac{11{,}3\,FR^3}{Eb\,h^3} = \frac{9{,}42\,R^2\,\sigma_a}{E\,h}$
Curb circular 	$F = \frac{b\,h^2}{6\,(l+R)}\,\sigma_a$	Apropierea capetelor, $f = \frac{24\,F}{Eb\,h^3}\left[\frac{l^3}{3} + R\left(\frac{\pi}{2}\,l^2 + \frac{\pi}{4}\,R^2 + 2lR\right)\right]$
Curb 	$F = \frac{b\,h^2}{6l}\,\sigma_a$	$f = \frac{18\,Fl^3}{Eb\,h^3} = \frac{3l^2\,\sigma_a}{E\,h}$

Scanned with OKEN Scanner

Tabelul 5.8. (continuare)

Denumirea arcului	Forța care acționează asupra arcului F[daN]	Săgeata arcului f [mm]
Curb circular 	$F = \frac{b\,h}{6\,R\sigma_a}$	Săgeata pe direcția verticală, $f_y = 9{,}4\frac{FR^3}{Ebh^3} = \frac{1{,}57\,R^2\,\sigma_a}{E\,h}$; Săgeata pe direcție orizontală, $f_x = \frac{6F\,R^3}{Ebh^3} = \frac{R^2\,\sigma_a}{E\,h}$
Curb circular	$F = \frac{b\,h^2}{6\,R}\sigma_a$	$f_x = \frac{4{,}27\,FR^3}{Eb\,h^3} = \frac{0{,}71\,R^2\,\sigma_a}{E\,h}$
Curb circular 	$F = \frac{b\,h^2}{12\,R}\sigma_a$	$f_y = \frac{56{,}5\,FR^3}{Eb\,h^3} = \frac{4{,}71\,R^2\,\sigma_a}{E\,h}$

5.4.2. Arcuri cu foi multiple

5.4.2.1. Generalități.

Construcția arcurilor cu foi multiple

Arcul cu foi multiple se realizează prin suprapunerea unor foi de o formă corespunzătoare și strîngerea lor cu ajutorul unei legături de arc (bridă), astfel încît acestea lucrează simultan și fiecare preia o anumită parte din sarcină (fig. 5.21). Pentru ca materialul să fie utilizat economic, foile de arc nu au toate aceeași lungime. Se deosebesc trei feluri de foi: foaia principală *1*, prevăzută cu ochiuri de prindere, foaia (foile) principală de întărire *2* și foile secundare *3*. Ele sînt prinse cu brida *4*. Adaosurile *5* servesc la strîngerea foilor de arc. Foaia principală are aceeași lățime pînă la extremitățile sale, în timp ce capetele foilor secundare au forme variate (fig. 5.22): drepte (*a*), trapezoidale (*b*), circulare (*c*), parabolice (*d*). Foaia principală de întărire nu are ochiuri. Ea are lungimea aproximativ egală cu distanța dintre axele ochiurilor foii principale. Pentru ca foile să nu se deplaseze lateral, au o formă corespunzătoare (fig. 5.23), iar pentru a asigura contactul și participarea egală a foilor la preluarea sarcinii, ele au o curbură inițială diferită (fig. 5.24). Prin adoptarea unor lungimi diferite

Scanned with OKEN Scanner

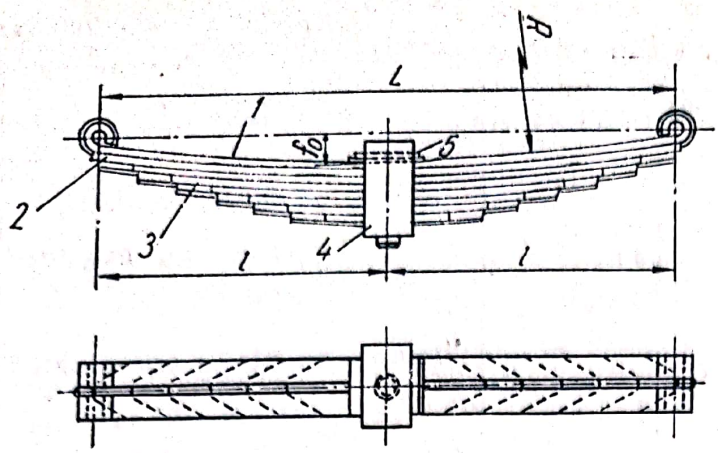


Fig. 5.21. Arc cu foi multiple : *1*—foaie principală ; *2*—foaie principală de întărire ; *3* — foi secundare ; *4* — legătură de arc ; *5*—adaosuri.

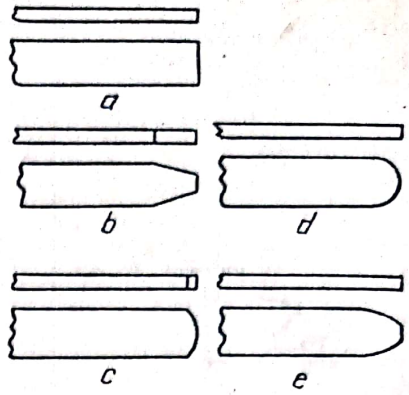


Fig. 5.22. Forma capetelor foilor secundare.

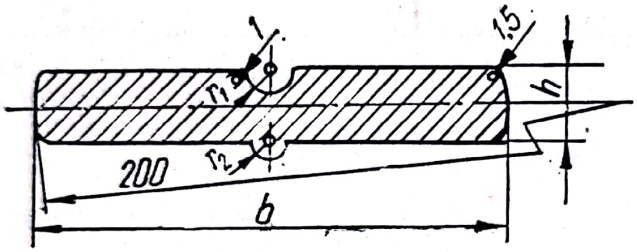


Fig. 5.23. Forma secțiunii foilor arcurilor cu foi multiple.

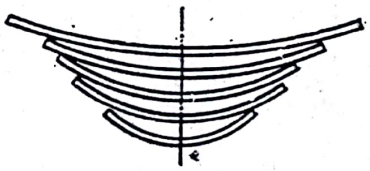


Fig. 5.24. Curbura inițială a foilor de arc.

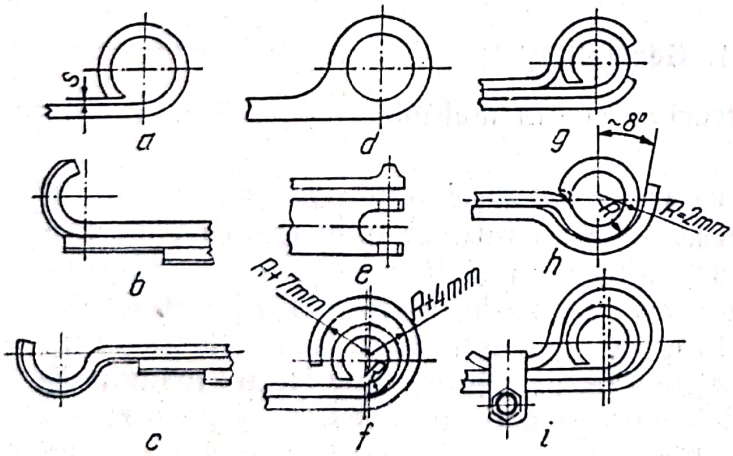


Fig. 5.25. Forma capetelor de legătură ale foii principale.

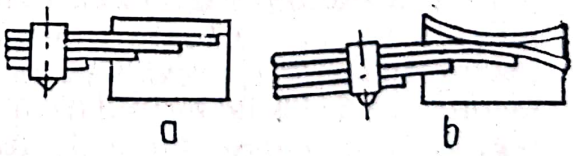


Fig. 5.26. Suspensia prin simplă rezemare.

ale foilor, arcul se apropie de un solid de egală rezistență. Capetele de legătură ale foii principale se realizează în diferite forme (fig. 5.25). Se poate realiza și o suspensie prin simplă rezemare (fig. 5.26). Acest mod de reze-

Scanned with OKEN Scanner

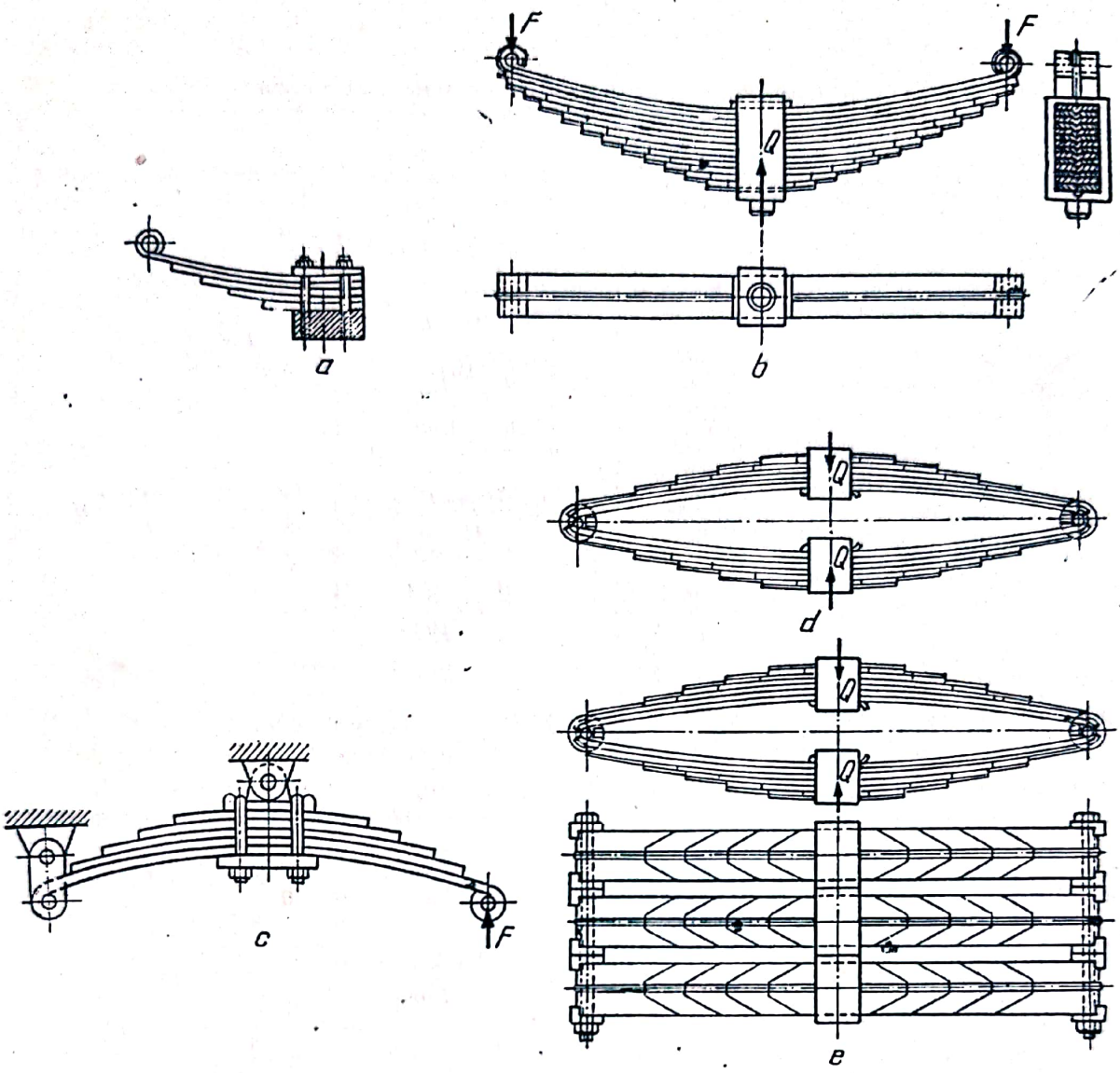


Fig. 5.27. Construcţii de arcuri cu foi multiple ; *a* — arc cu un braţ ; *b* — arc cu două braţe; *c* — arc cantilever ; *d* — arc închis ; *e* — grup de arcuri închise.

mare are dezavantajul frecărilor dintre piese şi al zgomotului din timpul funcţionării.

Construcţii de arcuri cu foi multiple se dau în figura 5.27 (după [78]), arcul cu un braţ (*a*), cu două braţe (*b*), cantilever (*c*), arcul închis (*d*), grup de arcuri închise (*e*).

5.4.2.2. Calculul arcurilor cu foi multiple

a. **Arcurile cu foi multiple fără suspensie oblică** la capete, se calculează în mod asemănător cu arcurile lamelare trapezoidale. Relaţiile de calcul adoptate sînt sistematizate în tabelul 5.9.

Scanned with OKEN Scanner

Tabelul 5.9

Elemente de calcul pentru arcuri cu foi multiple fără suspensie oblică

Cazul	Felul arcului	Efortul unitar maxim de încovoiere σ_{imax}	Săgeata maximă f	Lucrul mecanic de deformație L
I	Cu un braț (conf. fig. 5.27, *a*)	$\frac{6Fl}{nbh^2}$	$\frac{2}{3} C_0 \frac{\sigma_{imax}}{E} \frac{l^2}{h} = \frac{4}{n} C_0 \frac{Fl^3}{Ebh^3}$	$\frac{C_0}{9} \frac{1}{1+\frac{n'}{n}} \frac{\sigma_{imax}^2}{E} V_I$
II	Cu două brațe, deschis (conf. fig. 5.27, *b*) $L = 2l$	$\frac{3}{2}\frac{Ql}{nbh^2} = \frac{6Fl}{nbh^2}$	$\frac{2}{3} C_0 \frac{\sigma_{imax}}{E} \frac{l^2}{h} = \frac{2}{n} C_0 \frac{Ql^3}{Ebh^3}$	$\frac{C_0}{9} \frac{1}{1+\frac{n'}{n}} \frac{\sigma_{imax}^2}{E} V_{II}$
III	Arcul închis (dublu conf. fig. 5.27, *d*) $L = 2l$	Se deduce din cazul IV, prin înlocuire $z = 1$		
IV	Grupul de arcuri (conf. fig. 5.27, *e*)	$\frac{3Ql}{znbh^2}$	$\frac{4}{3} C_0 \frac{\sigma_{imax}}{E} \frac{l^2}{h} = \frac{4}{n} \frac{C_0}{z} \frac{Ql^3}{Ebh^3}$	$\frac{C_0}{9} \frac{1}{1+\frac{n'}{n}} \frac{\sigma_{imax}^2}{E} V_{IV}$

Notații:

F — sarcina la capătul arcului cu un braț;

$Q = 2F$ — sarcina la mijlocul arcului;

$V_I \simeq \frac{nbhl}{2}\left[1+\frac{n'}{n}\right]$;

$V_{II} \simeq nbhl\left[1+\frac{n'}{n}\right]$;

$V_{IV} \simeq 2znbhl\left[1+\frac{n'}{n}\right]$;

b — lățimea arcului;

l — lungimea arcului cu un braț;

$L = 2l$ — lungimea arcului cu două brațe;

$C_0 = \frac{3}{2+\frac{b_1}{b_2}} = \frac{3}{2+\frac{n'}{n}}$;

h — grosimea foii de arc;

n' — numărul foilor cu lungimea foii principale;

n — numărul total al foilor de arc, cu unul sau două brațe;

z — numărul arcurilor duble care compun grupul de arcuri.

Relațiile au valabilitate pentru arcuri cu foi de secțiune dreptunghiulară.

b. **Arcurile cu foi multiple cu suspensie oblică** sînt suspendate la capete cu ajutorul unor eclise oblice, articulate prin buloane, cu un capăt de ochiul arcului și cu celălalt capăt de suportul de arc fixat pe longeron (fig. 5.28).

Scanned with OKEN Scanner

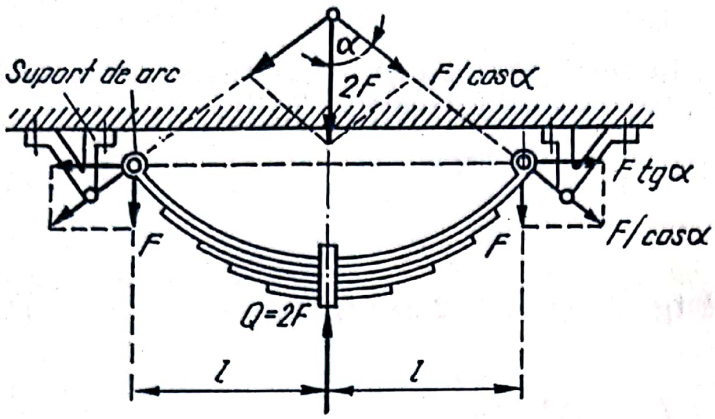


Fig. 5.28. Arc cu foi multiple cu suspensie oblică.

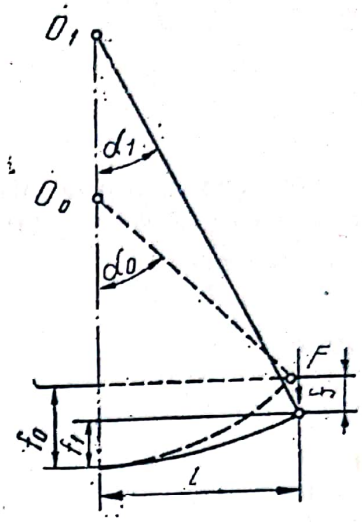


Fig. 5.29. Dependența dintre forță, săgeată, unghi la arcul cu foi multiple.

Sub acțiunea sarcinii $2F$, arcul se aplatisează, trecînd de la săgeata inițială f_0 la săgeata f_1. Deformația arcului este f. Avînd schema forțelor din figura 5.28 și considerînd notațiile din figura 5.29 se poate scrie :

a) Efortul unitar de încovoiere în foile arcului (considerînd participarea egală la preluarea sarcinii),

$$\sigma_i = \frac{6F\left(l - \frac{a}{6} + f_1 \operatorname{tg}\alpha_1\right)}{nbh^2}; \qquad (5.15)$$

b) Efortul unitar de tracțiune din foaia principală,

$$\sigma_t = \frac{F \operatorname{tg}\alpha_1}{bh}. \qquad (5.16)$$

În aceste relații, f_1 este săgeata arcului sub sarcină ; α_1 — unghiul de înclinare al ecliselor față de verticală, sub sarcină ; n — numărul foilor de arc ; b — lățimea foilor ; h — grosimea foilor ; a — lățimea legăturii de arc. Efortul rezultant în foaia principală este

$$\sigma_{rez} = \sigma_t + \sigma_i \qquad (5.17)$$

Din considerente geometrice, pe baza figurii 5.29 și considerînd curbura după un arc de cerc rezultă

$$f_1 = l \operatorname{tg}\frac{\alpha_1}{2}, \qquad (5.18)$$

sau

$$\alpha_1 = 2 \text{ arc tg } \frac{f_1}{l}. \tag{5.19}$$

Pentru a putea utiliza în final relaţia (5.17), pentru verificarea foii, e necesar să se exprime f_1, care apare în relaţia (5.15):

$$f_1 = f_0 - f, \tag{5.20}$$

unde

$$f_0 = l \text{ tg } \frac{\alpha_0}{2} \quad \text{şi} \quad \alpha_0 = 2 \text{ arc tg } \frac{f_0}{l}; \tag{5.21}$$

$$f = \frac{4}{n} \frac{Q\left(l - \frac{a}{6}\right)^3}{Ebh^3} \left(+ \frac{f_1}{l - \frac{a}{6}} \text{ tg } \alpha_1 \right). \tag{5.22}$$

Calculul se desfăşoară prin aproximaţii succesive, astfel:

1) În (5.22), în loc de f_1 şi α_1 se introduc f_0 şi α_0. Cu valoarea obţinută pentru f se determină f_1, din (5.20).

2) Valorile obţinute pentru f_1 şi α_1 (5.19) se introduc din nou în (5.22), rezultînd o nouă valoare pentru f, cu care se determină un nou f_1 (5.20). Cu valoarea considerată suficient de exactă se operează în (5.15), (5.19) şi (5.16).

În situaţii nepretenţioase, în (5.15) şi (5.16) se utilizează f_0 şi α_0.

Foile de arc se execută din oţel lat (STAS 3020-69) sau oţel canelat (STAS 909-68) pentru arcuri.

5.5. ARCUL-BARĂ DE TORSIUNE

5.5.1. Generalităţi

Arcurile-bară de torsiune sînt formate din bare drepte, solicitate la torsiune de momente aplicate la capete. Se utilizează în general bare de secţiune circulară, deoarece posedă cea mai mare capacitate de acumulare a energiei. De asemenea, barele de secţiune circulară se pot rectifica cu uşurinţă, mărindu-se astfel rezistenţa la oboseală a barei. Arcul-bară de torsiune poate fi încastrat la un capăt şi liber la celălalt (fig. 5.30) sau simplu rezemat la capete (fig. 5.31). Pe capătul barei *4* se montează pe caneluri levierul *2* (fig. 5.30) care este legat de organul de acţionare. La celălalt capăt bara este încastrată în suportul *3*. Reazemul *1* este montat aproape de levier, pentru a micşora solicitarea barei la încovoiere. Avantajele acestui arc sînt: gabarit radial redus, coeficient de utilizare volumetrică mare

Scanned with OKEN Scanner

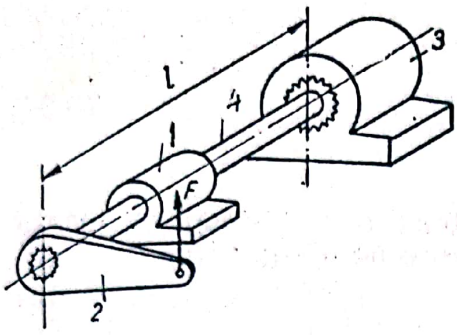


Fig. 5.30. Arc-bară de torsiune.

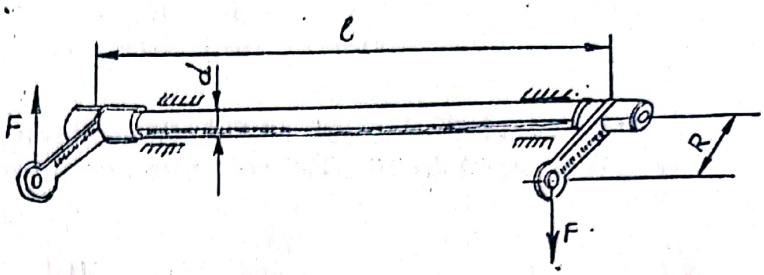


Fig. 5.31. Arc-bară de torsiune simplu rezemat la capete.

(K 1/4), construcţie simplă. Au dezavantajul unui gabarit axial mare. Se utilizează la suspensiile autovehiculelor, în construcţia unor cuplaje elastice (de exemplu la cuplajele elastice Voith-Maurer) etc.

5.5.2. Calculul arcului-bară de torsiune

Bara de torsiune (de secţiune circulară, fig. 5.32) este încărcată de către momentul

$$M_t = FR = \frac{\pi d^3}{16}\tau_t. \tag{5.23}$$

De aici se poate face dimensionarea:

$$d = \sqrt[3]{\frac{16\,M_t}{\pi\,\tau_{at}}}, \tag{5.24}$$

sau verificarea arcului:

$$\tau_t = \frac{16\,M_t}{\pi\,d^3} \leqslant \tau_{at}. \tag{5.25}$$

Deformaţia unghiulară θ se determină cu relaţia

$$\theta = \frac{M_t\,l}{GI_p}\ \text{[rad]}, \tag{5.26}$$

unde G este modulul de elasticitate transversal, iar I_p — momentul de inerţie polar al secţiunii arcului. Pentru secţiunea circulară, ţinînd seama şi de

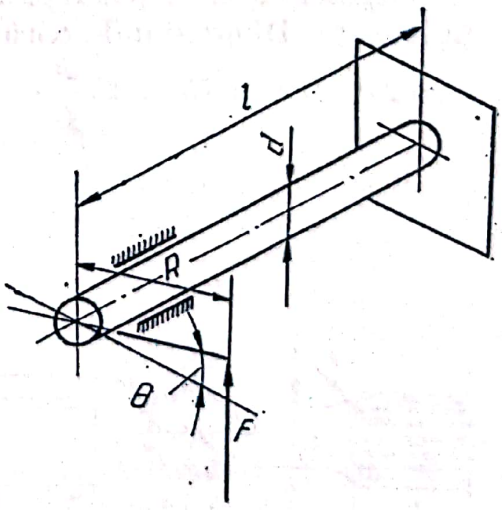


Fig. 5.32. Dependenţa sarcină-deformaţie la arcul-bară de torsiune.

Scanned with OKEN Scanner

relaţia (5.23):

$$\theta = 2\frac{\tau_t}{G}\cdot\frac{l}{d} \quad [\text{rad}]. \tag{5.27}$$

Caracteristica arcului-bară de torsiune solicitat în domeniul elastic este o dreaptă (5.26). Energia înmagazinată prin deformare este

$$L = \frac{1}{2} M_t \theta. \tag{5.28}$$

Ţinînd seama de (5.27) şi (5.23):

$$L = \frac{1}{4}\cdot\frac{\tau_t^2}{G}\frac{\pi d^2}{4} l = \frac{1}{4}\frac{\tau_t^2}{G} V = K\frac{\tau_t^2}{G} V. \tag{5.29}$$

Pentru ca relaţia ce exprimă pe L să aibă o formă unitară la diferitele arcuri, se face observaţia că efortul unitar exprimat prin (5.25) este efortul la periferia secţiunii, deci efortul unitar maxim $\tau_{t\,max}$ din secţiune. Cu această observaţie,

$$L = \frac{1}{4}\frac{\tau_{t\,max}^2}{G} V. \tag{5.30}$$

În această relaţie V este volumul activ al barei. Se observă că arcul-bară de torsiune de secţiune circulară are un coeficient de utilizare volumetrică mai mare decît cele ale tuturor arcurilor lamelare.

Capetele barelor pot fi canelate (fig. 5.33, 5.34), cu profil poligonal sau aplatisate. Dimensiunile capătului zimţat (fig. 5.33) se iau: $d_c > 1{,}4\ d$; $r = 2d$; $l_c \geqslant (1{,}75\ldots2)\frac{d^2}{d_c}$.

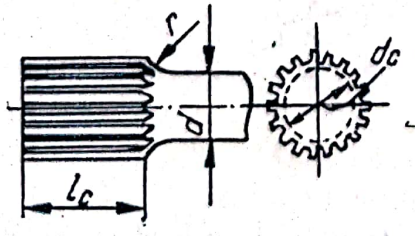


Fig. 5.33. Capăt de bară zimţat.

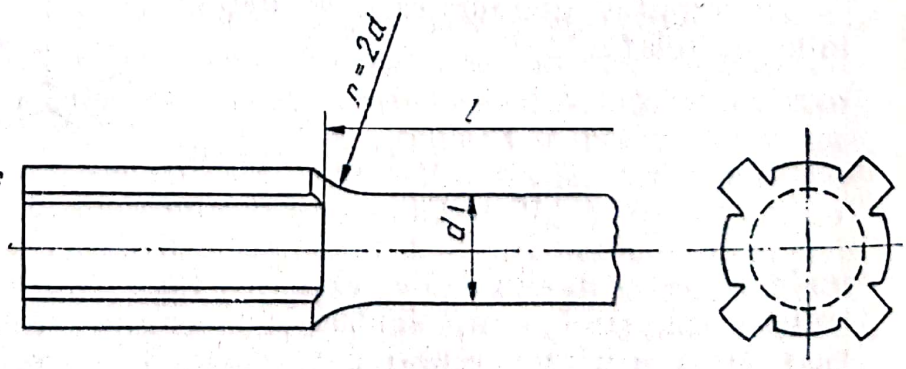


Fig. 5.34. Capăt de bară cu caneluri dreptunghiulare.

Scanned with OKEN Scanner

5.6. ARCURI ELICOIDALE

5.6.1. Generalităţi

Arcurile elicoidale sînt arcuri care se obţin prin înfăşurarea sîrmei de o anumită secţiune (circulară, dreptunghiulară, eliptică) pe o suprafaţă directoare (cilindru, con, parabolă etc.). Rezultă astfel arcuri elicoidale cilindrice : cu secţiunea sîrmei, circulară (fig. 5.3), dreptunghiulară (fig. 5.35, *a* şi *b*) ; conice (cu pasul t constant (fig. 5.35, *c*) sau cu înclinarea α a spirei constantă (fig. 5.35, *d*)) ; parabolice (fig. 5.35, *e*), hiperboloidale (fig. 5.35, *f*).

5.6.2. Arcul elicoidal cilindric simplu, de compresiune

5.6.2.1. Elemente teoretice

Se consideră arcul elicoidal cilindric simplu, de compresiune, din figura 5.36.

Solicitările la care este supusă sîrma se pot stabili pe baza figurii 5.37. Forţa F, care acţionează pe axa arcului, se reduce în centrul secţiunii normale a spirei, rezultînd torsorul format din vectorul forţă $\bar{F}$, paralel

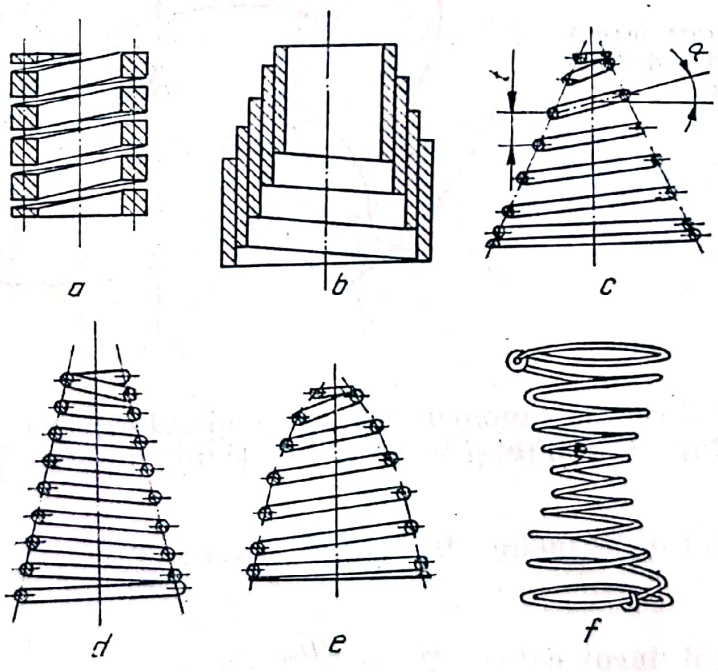


Fig. 5.35. Arcuri elicoidale : *a*, *b* — arcuri elicoidale cilindrice cu secţiunea sîrmei dreptunghiulară ; *c* — arc elicoidal conic cu pas constant ; *d* — arc elicoidal conic cu înclinarea spirei constantă ; *e* — arc elicoidal parabolic ; *f* — arc elicoidal hiperbolic.

Scanned with OKEN Scanner

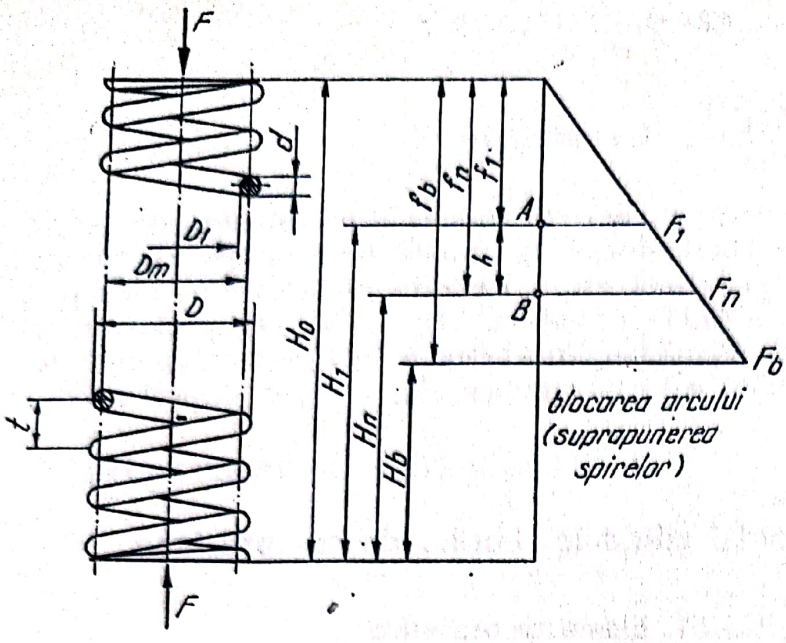


Fig. 5.36. Elementele geometrice ale arcului elicoidal cilindric de compresiune.

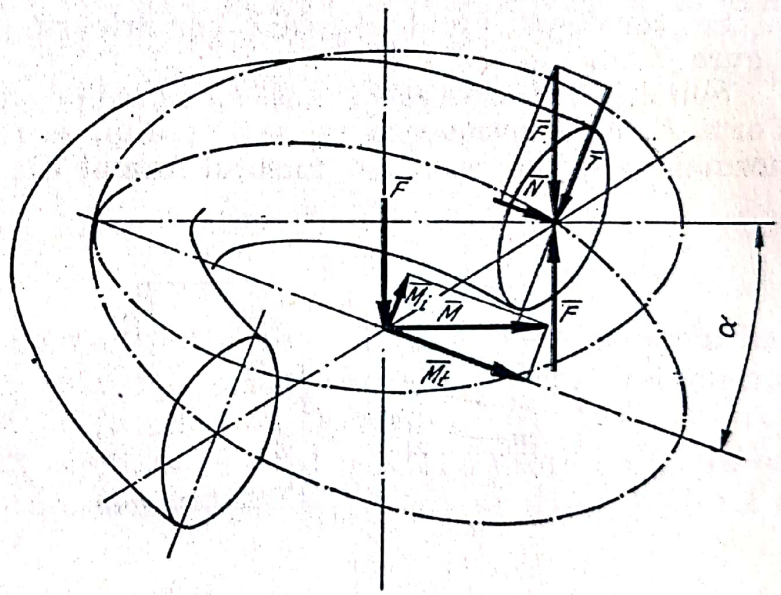


Fig. 5.37. Sarcinile care încarcă arcul elicoidal cilindric de compresiune.

cu axa arcului și vectorul moment $\bar{M}$, perpendicular pe ea. Se proiectează acești vectori după axa spirei și în planul secțiunii normale a ei. Rezultă :

a) Momentul de răsucire, $M_t = \frac{FD_m}{2}\cos\alpha$; (5.31)

b) Momentul încovoietor, $M_i = \frac{FD_m}{2}\sin\alpha$; (5.32)

c) Forța tăietoare, $T = F\cos\alpha$; (5.33)

d) Forța normală, $N = F\sin\alpha$. (5.34)

Scanned with OKEN Scanner

Deoarece unghiul α este în general mic (6° ... 9°), iar efortul unitar produs de forţa tăietoare este redus, în calcule se consideră spira ca fiind solicitată la torsiune, de către un moment

$$M_t = \frac{FD_m}{2} = FR_m. \qquad (5.35)$$

Acest fapt permite tratarea arcului elicoidal, ca un arc-bară de torsiune obţinut prin desfăşurarea arcului (fig. 5.38). Se va ţine seama însă de influenţa curburii sîrmei asupra valorii efortului unitar din secţiunea sîrmei, printr-un coeficient (coeficientul de formă).

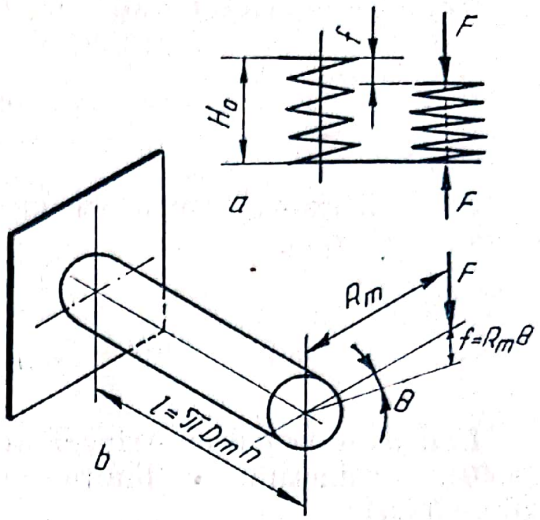


Fig. 5.38. Reducerea arcului elicoidal cilindric la un arc-bară de torsiune.

5.6.2.2. Calculul arcului elicoidal cilindric de compresiune

Efortul unitar tangenţial în secţiunea arcului-bară de torsiune era uniform distribuit pe periferia secţiunii şi atingea aici valoarea maximă

$$\tau_{t\,max} = \frac{M_t}{W_p} = \frac{FR_m}{\frac{\pi d^3}{16}} = \frac{8FD_m}{\pi d^3}. \qquad (5.36)$$

Datorită curburii sîrmei, efortul unitar nu este uniform distribuit pe periferia secţiunii, ci atinge o valoare maximă $\tau_{t\,MAX}$ la partea interioară a spirei (această distribuţie este demonstrată de faptul că fisurile apar întotdeauna pe partea interioară a spirei) :

$$\tau_{t\,MAX} = k\tau_{t\,max}, \qquad (5.37)$$

unde k este coeficientul de formă. Acesta se determină cu relaţia (STAS 7067-67)

$$k = 1 + \frac{1,6}{i} \qquad (5.38)$$

unde i este indicele arcului şi se exprimă astfel :

$$i = \frac{D_m}{d}. \qquad (5.39)$$

Scanned with OKEN Scanner

Ţinînd seama de (5.36), relaţia (5.37) devine

$$\tau_{t\,MAX} = k\frac{8FD_m}{\pi d^3} = k\frac{8F}{\pi d^2}i. \tag{5.40}$$

Forţa maximă care poate încărca arcul se deduce din (5.40) pentru cazul cînd $\tau_{t\,MAX} = \tau_{at}$,

$$F_{max} = \frac{\pi d^3}{8kD_m}\tau_{at} = \frac{\pi d^2}{8kFi}\tau_{at}. \tag{5.41}$$

Dimensionarea arcului încărcat cu o forţă dată F se face pe baza relaţiei (5.40), considerînd la limită $\tau_{t\,MAX} = \tau_{at}$ (τ_{at} este tensiunea tangenţială admisibilă) :

$$d = \sqrt[3]{k\frac{8}{\pi}\frac{D_mF}{\tau_{at}}} = \sqrt{k\frac{8}{\pi}\frac{iF}{\tau_{at}}}. \tag{5.42}$$

Indicele arcului se ia : $4 \leqslant i \leqslant 16$, la arcuri înfăşurate la rece ; $4 \leqslant i \leqslant 10$ la arcuri înfăşurate la cald. Rezistenţa admisibilă se poate alege pe baza tabelelor 5.4, 5.5, 5.6 şi a relaţiilor 5.1, 5.2.

Săgeata arcului (fig. 5.38) :

$$f = R_m\theta = \frac{D_m}{2}\frac{M_tl}{GI_p} = \frac{8D_m^3n}{Gd^4}F, \tag{5.43}$$

unde G este modulul de elasticitate transversal ; I_p — momentul de inerţie polar al secţiunii ; n — numărul de spire active.

Această relaţie se poate utiliza pentru determinarea numărului de spire active n.

Lucrul mecanic de deformaţie. Deoarece caracteristica acestui arc este liniară, lucrul mecanic de deformaţie este

$$L = \frac{1}{2}Ff. \tag{5.44}$$

Ţinînd seama de (5.43), rezultă

$$L = \frac{4D_m^3n}{Gd^4}F^2. \tag{5.45}$$

Înlocuind pe F din (5.41), se obţine în final

$$L = \frac{1}{4k^2}\cdot\frac{\tau_{t\,MAX}^2}{G}V, \tag{5.46}$$

Scanned with OKEN Scanner

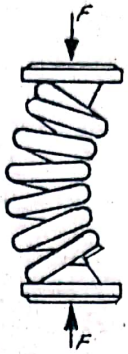


Fig. 5.39. Flambajul arcului elicoidal cilindric de compresiune.

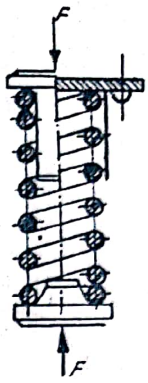


Fig. 5.40. Măsuri constructive pentru evitarea flambajului arcurilor elicoidale cilindrice de compresiune.

unde V este volumul arcului. Pentru valori mari ale indicelui arcului i, k se apropie de valoarea 1 ($\tau_{tMAX} = \tau_{tmax}$), iar

$$L = \frac{1}{4} \cdot \frac{\tau_{tmax}^2}{G} V. \tag{5.47}$$

Flambajul arcurilor elicoidale cilindrice de compresiune

La arcurile elicoidale cilindrice de compresiune se introduce noțiunea de coeficient de zvelteţe, $\lambda_0 = H_0/D_m$. În cazul în care $\lambda_0 > 3$ poate apărea flambajul arcului în timpul serviciului (fig. 5.39). La aceste arcuri se impune ghidarea lor pe cepuri cilindrice sau în tuburi (fig. 5.40). Calculul la flambaj constă în determinarea săgeţii critice f_{cr}, respectiv a sarcinii critice de flambaj F_{cr} [78].

5.6.2.3. Elemente constructive

În funcţie de forma capetelor arcului, se deosebesc arcuri cu capete închise (fig. 5.41, *a* şi *b*) sau cu capete deschise (fig. 5.42, *a* şi *b*). Capetele pot fi prelucrate (fig. 5.41, *b*; 5.42, *b*) sau neprelucrate (fig. 5.41, *a*; 5.42, *a*). În figurile 5.41, *b* şi 5.42, *b* s-a înnegrit suprafaţa prelucrată. La arcul cu capete închise spira de reazem este în contact cu prima spiră activă a arcului. Numărul total de spire ale arcului este

$$n_1 = n + n_r, \tag{5.48}$$

unde n_r este numărul spirelor de reazem. În general $n_r > 1{,}5$ (se recomandă $n_r = 2$). Pasul spirelor active în stare liberă se ia

$$\frac{D_m}{4} + 0{,}2 \leqslant t \leqslant \frac{2}{3} D_m \text{ (dar, în orice caz } t \geqslant 1{,}5\ d). \tag{5.49}$$

Înălţimea H_0 a arcului în stare liberă (fig. 5.36) se determină astfel (STAS 7067-67):

$H_0 = n\ t + (n_r + 1)\ d$ — la arcuri cu capete închise neprelucrate;
$H_0 = n\ t + (n_r - 0{,}5)\ d$ — la arcuri cu capete închise prelucrate;
$H_0 = n\ t + d$ — la arcuri cu capete deschise neprelucrate.

Scanned with OKEN Scanner

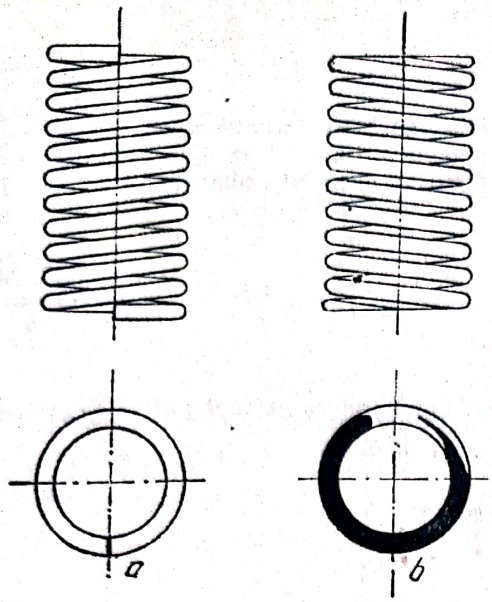


Fig. 5.41. Arcuri elicoidale cilindrice cu capete închise : *a* — neprelucrate ; *b* — prelucrate.

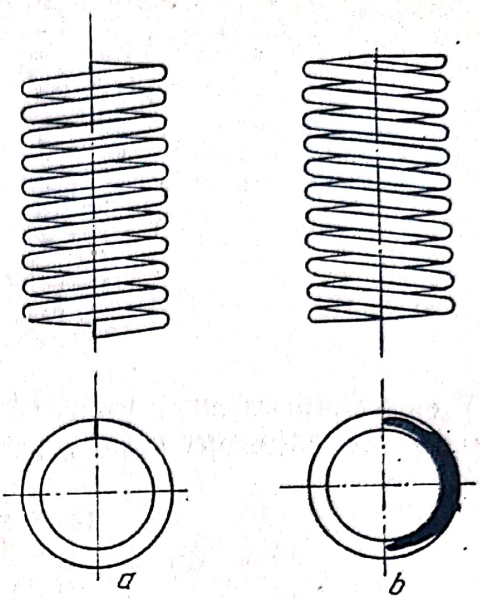


Fig. 5.42. Arcuri elicoidale cilindrice cu capete deschise : *a* — neprelucrate ; *b* — prelucrate.

Dacă arcul se montează cu pretensionare (F_1, fig. 5.36), iar în timpul serviciului preia o forță F_n, săgeata provocată de forța de lucru F_n este

$$h = \frac{8D_m^3}{Gd^4} n (F_n - F_1). \tag{5.50}$$

Lucrul mecanic este determinat de aria trapezului AF_1F_nB :

$$L = \frac{1}{2} (F_1 + F_n)\, h. \tag{5.51}$$

Calculul acestor arcuri este standardizat în STAS 7067-67.
Lungimea sîrmei, necesară pentru executarea arcului este

$$l_1 \approx \frac{\pi D_m n_1}{\cos \alpha}. \tag{5.52}$$

5.6.3. Arcuri elicoidale cilindrice de tracțiune

Aceste arcuri (fig. 5.43) sînt de regulă astfel înfășurate, încît se creează o forță de pretensionare F_0. De aceea arcul va începe să aibă o săgeată de întindere numai după ce forța de încărcare devine $F > F_0$. Forța F_0 se poate determina cu o relație de tipul (5.42) în care se introduce un efort unitar τ_0 care apare la pretensionare :

$$F_0 = \frac{\pi d^3}{8kD_m} \tau_0, \tag{5.53}$$

unde $\frac{30}{i} < \tau_0 < \left(\frac{30}{i} + 6\right)$ daN/mm² (conform STAS 7067-67).

Scanned with OKEN Scanner

La arcurile fără pretensionare pasul este $t \leqslant 1{,}25\ d$, iar la cele cu pretensionare, evident, $t = d$.

5.6.4. Arcuri elicoidale cilindrice multiple

Există situaţii cînd se cere realizarea unei anumite caracteristici pentru un anumit gabarit al arcului. În aceste situaţii se pot utiliza două sau mai multe arcuri montate unul în interiorul celuilalt (fig. 5.44).

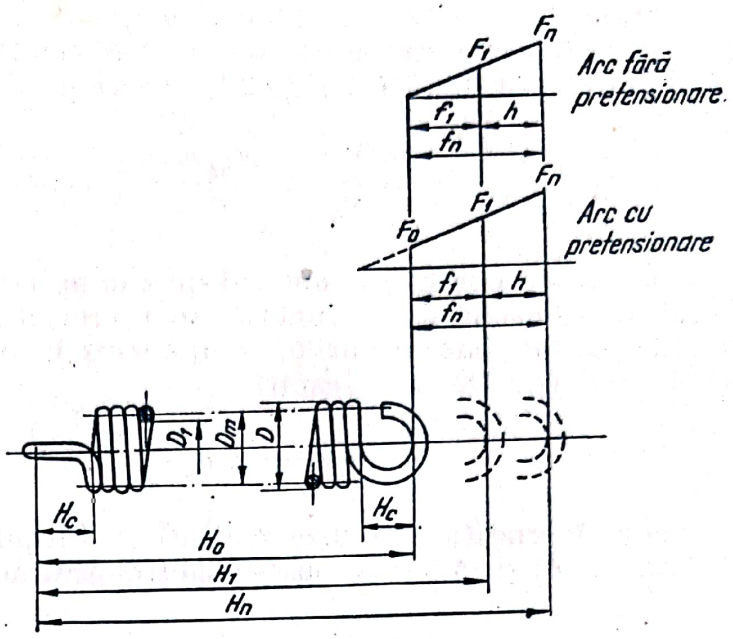


Fig. 5.43. Elementele geometrice ale arcului elicoidal cilindric de tracţiune.

Se consideră că arcul multiplu este format din n arcuri, executate din acelaşi material. Se pot face următoarele observaţii :

a) sarcina totală este egală cu suma sarcinilor preluate de arcurile componente : $F = F_1 + F_2 + \ldots + F_n$;

b) săgeţile celor n arcuri sînt egale, deoarece arcurile lucrează împreună : $f_1 = f_2 = \ldots = f_n$;

c) pentru utilizarea economică a materialului (arcurile fiind executate din acelaşi material) este necesar ca eforturile unitare maxime din sîrmele tuturor arcurilor să fie egale : $\tau_{tMAX_1} = \tau_{tMAX_2} = \ldots = \tau_{tMAX_n}$.

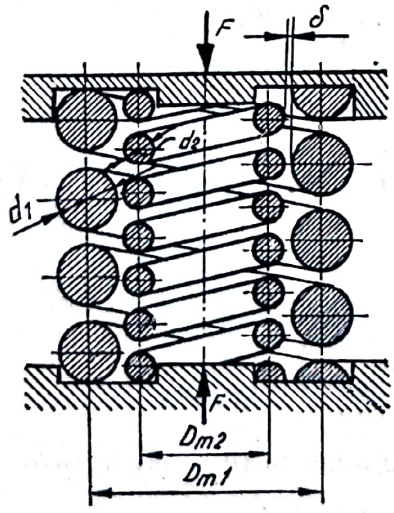


Fig. 5.44. Arc elicoidal cilindric multiplu.

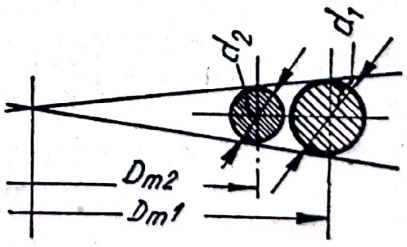


Fig. 5.45. Proporţionalitatea dintre diametrele de înfăşurare şi diametrele sîrmelor la arcurile elicoidale cilindrice multiple.

Scanned with OKEN Scanner

Pentru a putea calcula arcurile componente trebuie determinate forţele preluate de fiecare din aceste arcuri. Din condiţia de egalitate a săgeţilor şi ţinînd seama de (5.43) şi (5.36) se scrie :

$$\frac{D_{m_1}^2 n_1}{d_1} = \frac{D_{m2}^2 n_2}{d_2} = \ldots = \frac{D_{mn}^2 n_n}{d_n}, \tag{5.54}$$

unde $n_1 \ldots n_n$ reprezintă numărul spirelor active ale arcurilor componente. Legat de construcţia şi funcţionarea arcurilor multiple se poate pune condiţia ca lungimea arcurilor componente în stare blocată, H_b (fig. 5.36), să fie aceeaşi. De aici rezultă

$$n_1 d_1 = n_2 d_2 = \ldots . = n_n d_n. \tag{5.55}$$

Această condiţie este uşor realizabilă din punct de vedere constructiv. Din (5.54) şi (5.55) se poate deduce şirul de egalităţi :

$$\frac{D_{m_1}}{d_1} = \frac{D_{m_2}}{d_2} = \ldots = \frac{D_{mn}}{d_n} = i\,, \tag{5.56}$$

adică arcurile componente trebuie să aibă acelaşi indice i (fig. 5.45). Exprimînd raportul forţelor preluate de arcuri (relaţii de tipul 5.41) şi ţinînd seama de condiţiile de la punctul c, precum şi de (5.56), se obţine :

$$\frac{F_1}{F_2} = \left(\frac{d_1}{d_2}\right)^2; \frac{F_1}{F_3} = \left(\frac{d_1}{d_3}\right)^2; \ldots . ; \frac{F_1}{F_n} = \left(\frac{d_1}{d_n}\right)^2. \tag{5.57}$$

Deoarece forţa totală F este preluată de cele n arcuri, se scrie

$$F = F_1 + F_2 + \ldots + F_n. \tag{5.58}$$

Ţinînd seama de (5.57) şi (5.58), rezultă :

$$F_1 = \frac{F}{1 + \left(\frac{d_2}{d_1}\right)^2 + \left(\frac{d_3}{d_1}\right)^2 + \ldots + \left(\frac{d_n}{d_1}\right)^2}; F_2 = F_1\left(\frac{d_2}{d_1}\right)^2; F_3 = F_1\left(\frac{d_3}{d_1}\right)^2;$$

$$\ldots . ; F_n = F_1\left(\frac{d_n}{d_1}\right)^2 \tag{5.59}$$

După cum se observă, forţele pot fi determinate dacă se impun valori pentru rapoartele $\frac{d_2}{d_1} \ldots \frac{d_n}{d_1}$.

O simplificare importantă a problemei se aduce prin impunerea unui anumit joc radial δ (fig. 5.44) între două arcuri succesive. Se face mai

Scanned with OKEN Scanner

jos exemplificarea, pentru un arc multiplu format din două arcuri (fig. 5.44). Din (5.59) rezultă :

$$F_1 = \frac{F}{1 + \left(\frac{d_2}{d_1}\right)^2}\,; \quad F_2 = F_1 \left(\frac{d_2}{d_1}\right)^2, \tag{5.60}$$

sau, ţinînd seama de (5.56) :

$$F_1 = \frac{F}{1 + \left(\frac{D_{m_2}}{D_{m_1}}\right)^2}\,; \quad F_2 = F_1 \left(\frac{D_{m_2}}{D_{m_1}}\right)^2. \tag{5.61}$$

Pe baza figurii 5.44 se observă că $D_{m2} = D_{m1} - d_1 - d_2 - 2\delta$. Dacă pentru jocul radial se impune valoarea

$$\delta = \frac{d_1 - d_2}{2}, \tag{5.62}$$

rezultă $D_{m2} = D_{m1} - 2d_1$. Raportul D_{m2}/D_{m1} devine

$$\frac{D_{m2}}{D_{m1}} = 1 - \frac{2}{i}. \tag{5.63}$$

Forţele F_1, respectiv F_2, se determină din (5.61) şi (5.63) :

$$F_1 = \frac{F}{1 + \left(1 - \frac{2}{i}\right)^2}; \qquad F_2 = F_1 \left(1 - \frac{2}{i}\right)^2. \tag{5.64}$$

S-a obţinut astfel o simplificare importantă a problemei, deoarece adoptarea unui indice i nu constituie o dificultate.

5.6.5. Arcuri elicoidale cilindrice de torsiune

Aceste arcuri preiau, în ansamblu, un moment de torsiune M_t (fig. 5.46). Arcul *1* este fixat cu un capăt într-o porţiune fixă *3* a subansamblului, iar cu celălalt capăt — în arborele *2*. Sîrma arcului este solicitată, în principal, la încovoiere ; de aceea aceste arcuri se mai numesc şi flexionale. Sub acţiunea momentului M_t care acţionează la capătul activ, într-un plan perpendicular pe axa arcului, acest capăt se roteşte cu un unghi θ

Scanned with OKEN Scanner

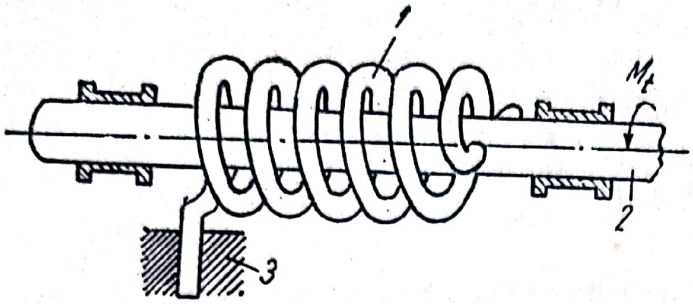


Fig. 5.46. Arc elicoidal cilindric de torsiune.

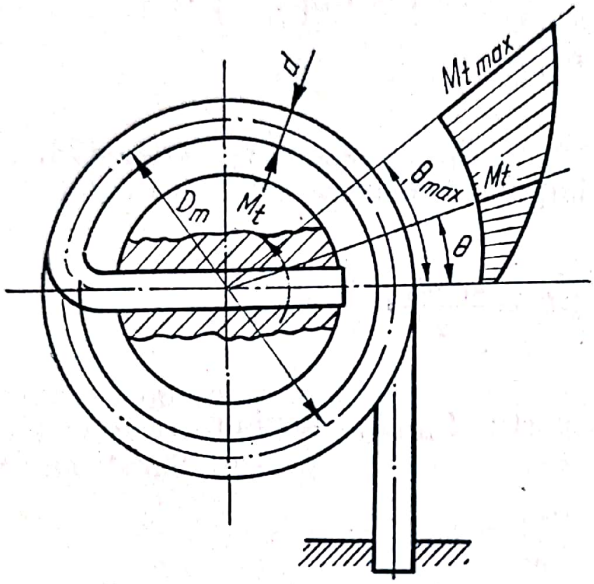


Fig. 5.47. Dependența sarcină-deformație la arcul elicoidal cilindric de torsiune.

Deplasarea unghiulară θ a capătului activ se determină cu relația:

$$\theta = \frac{M_t l}{EI} = \frac{M_t l}{EI}, \qquad (5.67)$$

unde E este modulul de elasticitate longitudinal al materialului; I — momentul de inerție al secțiunii sîrmei. Pentru sîrme de secțiune rotundă:

$$\theta = \frac{64 M_t D_m n}{E d^4}, \qquad (5.68)$$

unde s-a înlocuit lungimea sîrmei $l = \pi D_m n$ (n — numărul de spire).

Lucrul mecanic de deformație este

$$L = \frac{1}{2} M_t \theta, \qquad (5.69)$$

(fig. 5.47). În timpul încărcării, arcul are tendința de a-și micșora diametrul mediu. În stare strînsă, arcul nu trebuie să ajungă în contact cu cilindrul pe care este înfășurat.

Momentul de răsucire care încarcă arcul, solicită sîrma la încovoiere. La calculul sîrmei, deci, momentul încovoietor se ia $M_i = M_t$.

Efortul unitar de încovoiere din sîrmă este

$$\sigma_i = \frac{M_i}{W} = \frac{M_t}{W} = 10{,}2 \frac{M_t}{d^3}. \qquad (5.65)$$

Datorită curburii sîrmei, efortul unitar pe fața interioară a spirei este mai mare decît cel dat de relația (5.65):

$$\sigma_{i\,max} = C^* \sigma_i, \qquad (5.66)$$

unde C^* este un coeficient care depinde de raportul $\frac{D_m}{d}$ (fig. 5.48, după [78]).

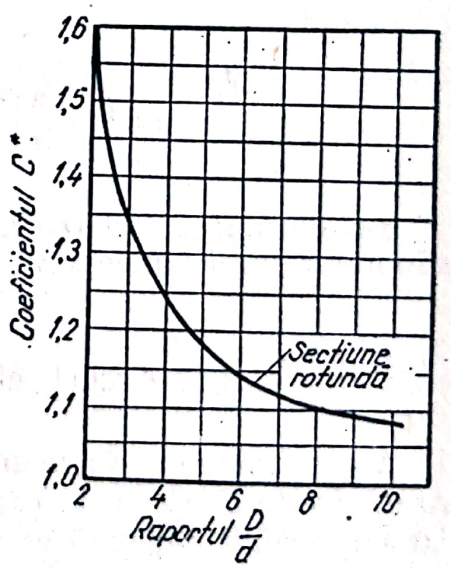


Fig. 5.48. Diagrama $C^* = f\left(\frac{D}{d}\right)$ la arcurile elicoidale cilindrice de torsiune.

Scanned with OKEN Scanner

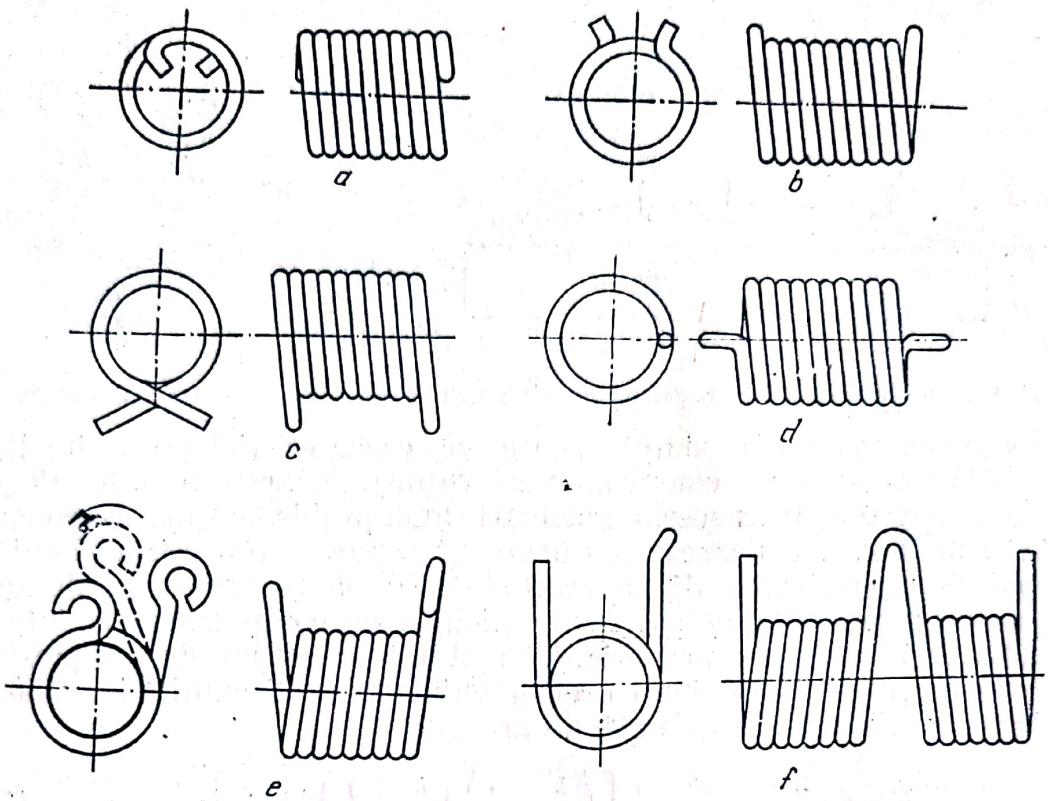


Fig. 5.49. Construcţii de arcuri elicoidale cilindrice de torsiune.

deoarece caracteristica acestui arc este liniară. Prin transformări se ajunge la

$$L = \frac{1}{8}\frac{\sigma_i^2}{E} V = K\frac{\sigma_i^2}{E} V, \qquad (5.70)$$

unde V este volumul arcului, iar $K = \frac{1}{8}$, este coeficientul de utilizare volumetrică.

Elemente constructive. Arcurile elicoidale cilindrice flexionale se execută cu distanţa între spire de cel mult 0,5 mm. Pentru indicele arcului $i = \frac{D_m}{d}$ se recomandă $i \approx 6$. În figura 5.49 sînt prezentate diferite construcţii de arcuri elicoidale cilindrice flexionale.

5.7. ARCURI-DISC

Arcurile-disc constau din unul (fig. 5.50, *a*) sau mai multe discuri elastice tronconice lucrînd simultan (fig. 5.50, *b*). Sub acţiunea unei forţe axiale, arcul se deformează pînă la aplatisare. Dacă se notează cu F_0 sarcina la care arcul se aplatisează şi se exprimă raportul F/F_0 în funcţie de săgeata f a arcului, pentru diferite valori ale parametrului h/s,

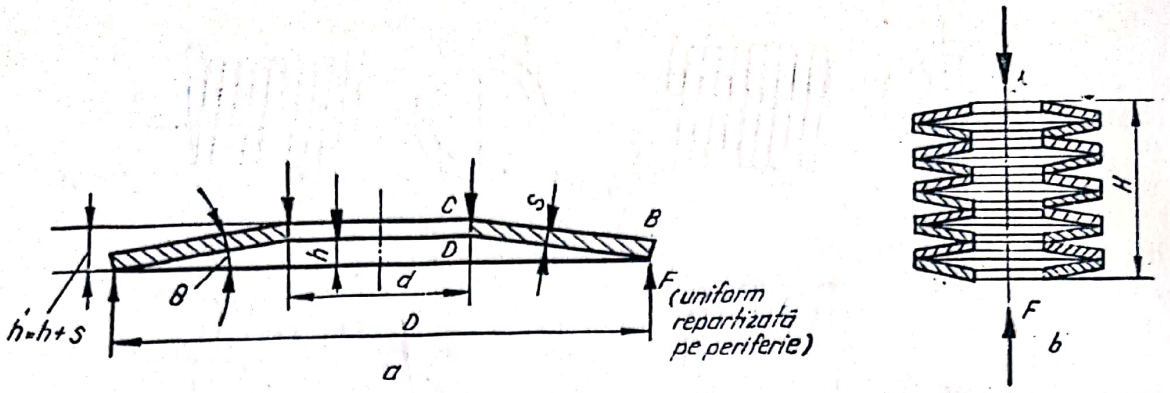


Fig. 5.50. Arcuri-disc : *a* — elemente geometrice ale arcului-disc simplu; *b* — arc cu discuri multiple.

se constată că un arc-disc simplu poate avea caracteristici de diferite tipuri (fig. 5.51). Acest fapt constituie un avantaj, deoarece permite alegerea celui mai potrivit arc necesar rezolvării unei probleme practice concrete.

Arcurile-disc sînt încărcate cu forţe axiale care se repartizează uniform pe periferia cercurilor de diametre D şi d. Fibrele materialului din aceste zone sînt supuse în principal unor solicitări de compresiune la interior, respectiv de întindere la periferie. Efortul unitar maxim (de compresiune) apare în colţul C al secţiunii dreptunghiulare a discului (fig. 5.50, *a*).

Forţa care poate fi preluată de arc este

$$F = \frac{4E}{(1-\nu^2)} \frac{s^2}{k_1 D^2} \frac{f}{s} \left[\left(\frac{h}{s} - \frac{f}{s} \right) \left(\frac{h}{s} - \frac{f}{2s} \right) + 1 \right], \qquad (5.71)$$

unde ν este constanta lui Poisson; E — modulul de elasticitate.

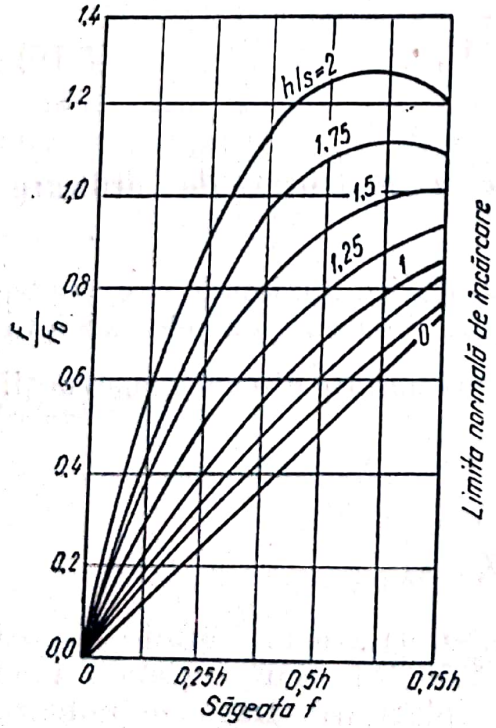


Fig. 5.51. Caracteristicile arcului-disc simplu.

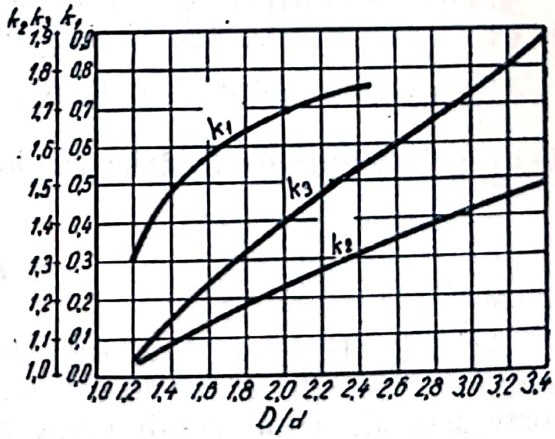


Fig. 5.52. Valorile coeficienţilor k_1, k_2, k_3 în funcţie de raportul D/d la arcul-disc simplu.

Scanned with OKEN Scanner

Efortul unitar maxim, care corespunde cazului cînd arcul s-a deformat cu o săgeată f, este

$$\sigma_{max} = \frac{4E}{(1-\nu^2)k_1}\left(\frac{s}{D}\right)^2 \frac{f}{s}\left[k_2\left(\frac{h}{s}-\frac{f}{2s}\right)+k_3\right]. \qquad (5.72)$$

În relaţiile de mai sus, k_1, k_2, k_3 sînt coeficienţi adimensionali daţi în figura 5.52.

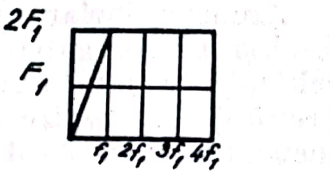
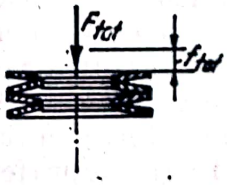
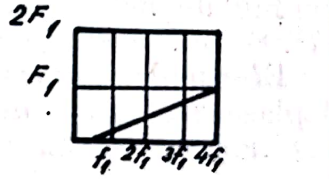
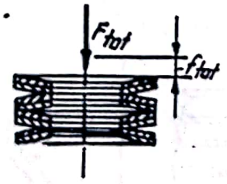
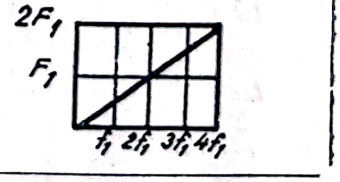
Lucrul mecanic de deformaţie pentru un disc, de la starea iniţială pînă la aplatisarea discului este

$$L_1 = \frac{4E}{(1-\nu^2)}\frac{s}{k_1}\left(\frac{h}{s}\right)^2\left(\frac{s}{D}\right)^2\left(\frac{h^2}{8}+\frac{s^2}{2}\right). \qquad (5.73)$$

Pentru mărirea săgeţii sau micşorarea rigidităţii, arcurile-disc se montează perechi (tabelul 5.10 [83]).

Tabelul 5.10

Influenţa montajului arcurilor-disc asupra rigidităţii lor

Nr. crt.	Denumirea	Schiţa	Forţa totală	Săgeata totală	Caracteristica elastică (exemple)
1	Pachet de arcuri-disc (suprapuse în acelaşi sens)		$F_{tot} = nF_1$	$f_{tot} = f_1$	$n=2 \quad i=1$ $F_{tot} = 2F_1 ; \quad f_{tot} = f_1$ 
2	Coloană de arcuri-disc (suprapuse, cu alternarea poziţiei lor)		$F_{tot} = F_1$	f_{to} =	$n=1 ; \quad i=4$ $F_{tot} = F_1 ; \quad f_{tot} = 4f_1$ 
3	Coloană de pachete de arcuri disc (cu alternarea poziţiei pachetelor)		$F_{tot} = nF_1$	$f_{tot} = if_1$	$n=2 ; \quad i=4$ $F_{tot} = 2F_1 ; \quad f_{tot} = 4f_1$ 

Observaţie. S-a notat cu:
n – numărul arcurilor-disc suprapuse într-un pachet,
i – numărul pachetelor suprapuse,
F_{tot}, f_{tot} – forţa, respectiv săgeata totală,
F_1, f_1 – forţa, respectiv săgeata unui singur disc.
Caracteristicile elastice şi relaţiile indicate în tabel au valabilitate în ipoteza desconsiderării frecării între elementele componente. Elementele corespund schiţelor.

Scanned with OKEN Scanner

Calculul arcurilor-disc este standardizat în STAS 8216-68, iar forma și dimensiunile lor se găsesc în STAS 8215-68.

Materiale. Discurile se execută de regulă din oțel de arc. Pentru discurile cu grosime $s \leqslant 1{,}5$ mm se recomandă să se folosească oțel ARC 8, iar pentru cele de grosime $s > 1{,}5$ mm — oțel ARC 1 sau ARC 3.

Tensiunile admisibile pentru arcurile-disc supuse la solicitări constante sau la solicitări variabile, cu un număr redus de cicluri ($N < 10^4$) sînt (pentru materialele indicate):

— la $f \approx 0{,}75\ h$, $\sigma_a = 200 \ldots 240$ daN/mm²;
— la $f = h$, $\sigma_a = 260 \ldots 300$ daN/mm².

Dimensiuni. Se recomandă următoarele valori constructive:

$$0{,}3 < \frac{d}{D} < 0{,}5\,;\ \frac{D}{s} < 35\,;\ \frac{h}{f} \approx \frac{4}{3}\ (\text{pentru}\ \frac{h}{s} > 1)\,;\ \theta = 2^\circ \ \ldots\ 6^\circ.$$

5.8. ARCURI INELARE

Arcurile inelare sînt construite prin suprapunerea, alternativă, a unor inele tronconice (fig. 5.53). Ele se montează în carcase telescopice.

Arcurile inelare preiau sarcini mari, în condițiile unor deformații mici și a unor gabarite reduse. Caracteristica închide o suprafață mare, echivalentă cu lucrul mecanic de amortizare (60—70% din energia primită). Se utilizează pentru preluarea sarcinilor care acționează cu șocuri (de exemplu, la tampoane, în montaj concentric cu un arc elicoidal cilindric de compresiune). În timpul solicitării arcului, inelele se deformează radial și alunecă cu frecare pe suprafețele de contact. Inelele interioare sînt comprimate, iar cele exterioare-întinse. Autoblocarea arcului, la îndepărtarea sarcinii exterioare este evitată adoptînd pentru unghiul de înclinare a generatoarei suprafeței de contact valori $\alpha = 14^\circ \ldots 17^\circ$. Se poate considera că unghiul de frecare $\varphi = 7^\circ \ldots 9^\circ$.

Eforturile unitare din inele. Sub acțiunea forței axiale F, inelele se deplasează axial, deformîndu-se radial. Între suprafețele în contact iau naștere presiuni de contact p. Datorită înclinării suprafețelor în

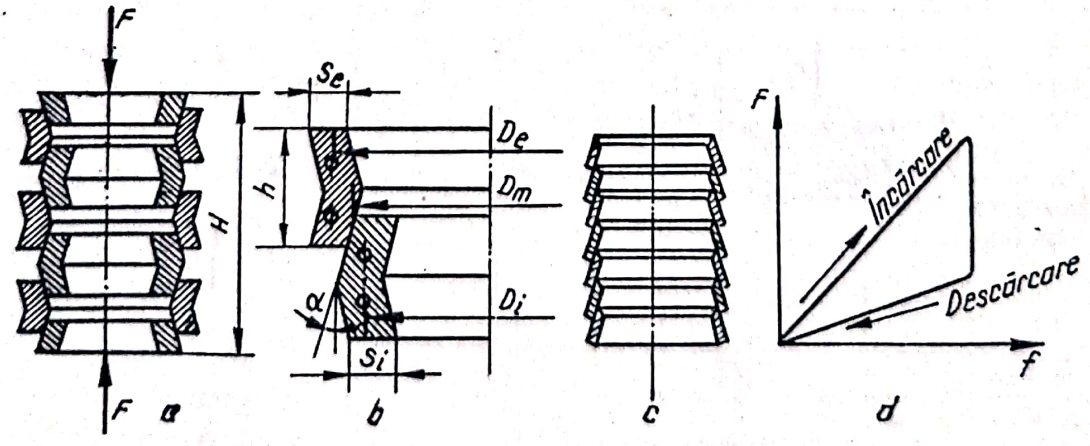


Fig. 5.53. Arcuri inelare: *a* — construcție; *b* — elemente geometrice; *c* — variantă constructivă; *d* — caracteristica arcului inelar.

Scanned with OKEN Scanner

contact, se manifestă un efect de pană, concretizat prin exercitarea unei forţe radiale F_{r1} pe fiecare din cele două suprafeţe ale inelelor :

$$F_{r1} = \frac{F}{\operatorname{tg}(\alpha + \varphi)} \cdot \tag{5.74}$$

Forţa radială rezultantă, pentru inelul cu două suprafeţe de contact este :

$$F_r = 2F_{r1} = \frac{2F}{\operatorname{tg}(\alpha + \varphi)} \cdot \tag{5.75}$$

Această forţă este o rezultantă a presiunii de contact p, uniform distribuită pe suprafeţele de contact :

$$F_r = \pi D_m p h, \tag{5.76}$$

unde D_m este diametrul mediu al suprafeţelor de contact ; h — înălţimea inelului exterior.

Inelele sînt solicitate la tracţiune (inelul exterior), respectiv la compresiune (inelul interior), de o forţă

$$F_{t.c} = D_m p h. \tag{5.77}$$

Secţiunea inelului interior, respectiv a celui exterior sînt :

$$A_i \approx h s_i \; ; \quad A_e \approx h s_e, \tag{5.78}$$

unde s_i şi s_e sînt grosimile celor două inele. Ţinînd seama de (5.77) şi (5.78), se poate exprima solicitarea la tracţiune, respectiv la compresiune, a celor două inele :

$$D_m h p = 2 s_e h \sigma_{te} ; \tag{5.79}$$

$$D_m h p = 2 s_i h \sigma_{ci}. \tag{5.80}$$

Pe baza relaţiilor (5.79), (5.80), (5.75), (5.76) se scriu eforturile unitare din inele :

$$\sigma_{te} = \frac{F}{\pi A_e \operatorname{tg}(\alpha + \varphi)} ; \tag{5.81}$$

$$\sigma_{ci} = \frac{F}{\pi A_i \operatorname{tg}(\alpha + \varphi)} \cdot \tag{5.82}$$

Eforturile unitare se limitează la valorile din tabelul 5.11 [78].

Tabelul 5.11

Limita eforturilor unitare din inele [daN/mm²]

	Durată normală de utilizare	Durată mai scurtă de utilizare	
		Inele neprelucrate	Inele prelucrate
Inelele exterioare	80	100	120
Inelele interioare	120	130	150

Scanned with OKEN Scanner

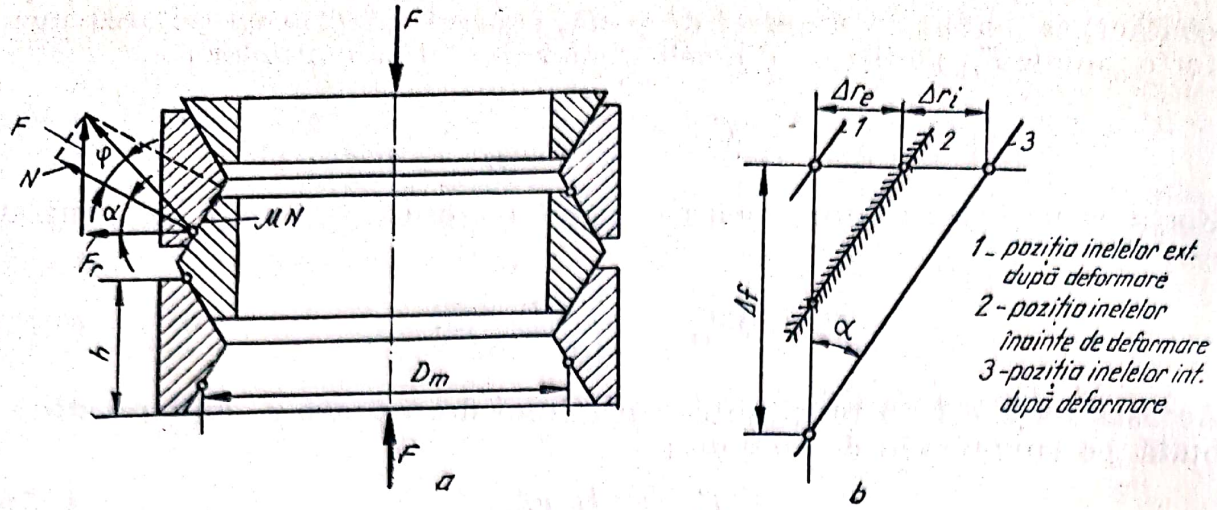


Fig. 5.54. Arcuri inelare : *a* — forțele care acționează în arc; *b* — deformațiile inelelor.

Forța de destindere. După încetarea acțiunii forței F, arcul tinde să revină la poziția inițială, datorită forțelor elastice. Forța de destindere (de revenire) F' este

$$F' = \sigma_{te} A_e \pi \operatorname{tg}(\alpha - \varphi). \tag{5.83}$$

Pe baza relațiilor (5.81) și (5.83) se determină

$$F' = F \frac{\operatorname{tg}(\alpha - \varphi)}{\operatorname{tg}(\alpha + \varphi)}. \tag{5.84}$$

Săgeata arcului se obține ca sumă a deplasărilor axiale ale inelelor. Din figura 5.54, *b* se poate scrie :

$$\Delta f = \frac{\Delta r_e + \Delta r_i}{\operatorname{tg}\alpha}, \tag{5.85}$$

unde Δf este săgeata unitară ; Δr_e — deformația radială a inelului exterior ; Δr_i — deformația radială a inelului interior :

$$\Delta r_e = \varepsilon R_e = \frac{\sigma_{te}}{E} \cdot \frac{D_e}{2}; \tag{5.86}$$

$$\Delta r_i = \varepsilon R_i = \frac{\sigma_{ci}}{E} \cdot \frac{D_i}{2}. \tag{5.87}$$

Săgeata totală a arcului cu n inele este

$$f = (n-1)\Delta f = (n-1) \frac{\sigma_{te} D_e + \sigma_{ci} D_i}{2E \operatorname{tg}\alpha}; \tag{5.88}$$

Scanned with OKEN Scanner

Lucrul mecanic înmagazinat se calculează cu relaţia

$$L = \frac{1}{2} Ff. \tag{5.89}$$

$$L = \frac{1}{4} \frac{(n-1)F^2}{\pi E \operatorname{tg}\alpha \operatorname{tg}(\alpha+\varphi)} \left(\frac{D_e}{A_e} + \frac{D_i}{A_i} \right). \tag{5.90}$$

Relaţia (5.90) poate fi adusă la o formă mai simplă, făcîndu-se următoarele înlocuiri : forţa F, din relaţia (5.81) ; volumul total al arcurilor exterioare, $V_e = 2\pi \frac{n-1}{2} A_e R_e$; volumul total al arcurilor interioare, $V_i = 2\pi \frac{n-1}{2} A_i R_i$; raportul $\frac{A_e}{A_i} = \frac{\sigma_{ci}}{\sigma_{te}}$, se obţine

$$L = \frac{1}{2} \frac{\operatorname{tg}(\alpha+\varphi)}{\operatorname{tg}\alpha} \frac{\sigma_{te}^2 V_e + \sigma_{ci}^2 V_i}{E}. \tag{5.91}$$

Dacă $A_e = A_i$, atunci $\sigma_{te} = \sigma_{ci} = \sigma$ şi relaţia (5.91) devine

$$L = \frac{1}{2} \frac{\operatorname{tg}(\alpha+\varphi)}{\operatorname{tg}\alpha} \frac{\sigma^2}{E} V, \tag{5.92}$$

unde $V = V_e + V_i$.

Coeficientul de utilizare volumetrică,

$$K = \frac{1}{2} \frac{\operatorname{tg}(\alpha+\varphi)}{\operatorname{tg}\alpha}, \tag{5.93}$$

are o valoare ridicată. După cum rezultă din relaţia (5.93), $K > \frac{1}{2}$.

Elemente constructive. Se recomandă următoarele elemente constructive : $h = (0{,}15 \ldots 0{,}2) D_m$ sau $h = (3 \ldots 5) s$; $\frac{A_e}{A_i} = 1 \ldots 1{,}3$.

5.9. ARCURI DIN CAUCIUC

Utilizarea arcurilor din cauciuc se răspîndeşte tot mai mult, datorită proprietăţilor cauciucului, dintre care cele mai importante sînt capacitatea mare de deformare şi capacitatea mare de amortizare (datorită pierderilor prin histerezis).

Arcurile de cauciuc se clasifică după felul solicitării în :
a) arcuri de compresiune ; b) arcuri de întindere ; c) arcuri de forfecare ; d) arcuri de compresiune-forfecare ; e) arcuri de torsiune.

Se prezintă mai jos elemente de calcul pentru arcurile de compresiune. Calculele referitoare la alte tipuri de arcuri se găsesc în lucrările [13, 78, 108, 118].

Scanned with OKEN Scanner

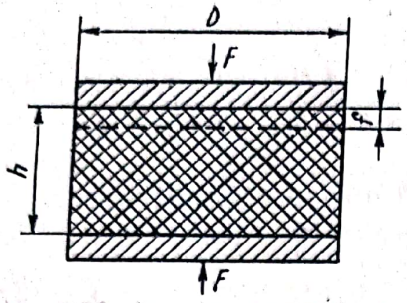


Fig. 5.55. Arc de compresiune din cauciuc.

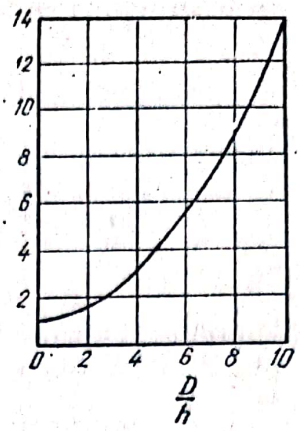


Fig. 5.56. Diagrama $\beta = f\left(\frac{D}{h}\right)$ la arcul cilindric din cauciuc.

Arcuri de compresiune

Arcurile de compresiune au formă cilindrică (fig. 5.55) sau paralelipipedică, fiind armate pe suprafețele frontale cu plăci metalice.

Relațiile de calcul diferă în funcție de mărimea deformațiilor. Se consideră deformații mici acelea care nu depășesc 10% din înălțimea h a arcului. Peste valoarea aceasta, deformațiile se consideră mari.

La arcul cu deformații mici este valabilă legea lui Hooke. Legătura dintre sarcină, dimensiunile arcului, deformație și material este dată de relația [118]

$$F = \beta E \frac{A}{h} f, \tag{5.94}$$

unde E este modulul de elasticitate, A — aria secțiunii, h — înălțimea în stare nedeformată, f — săgeata, β — coeficient care ține seama de faptul că arcul devine mai rigid, datorită plăcilor metalice vulcanizate pe suprafețele frontale (fig. 5.56).

La arcurile cu deformații mari, legătura dintre sarcină, deformație, dimensiunile arcului și material este dată de relația [118]

$$F = \frac{1}{3} \beta E A \left(\frac{1}{\lambda^2} - \lambda\right), \tag{5.95}$$

unde β, E și A au semnificațiile de la relația (5.94); λ este gradul de scurtare a epruvetei:

$$\lambda = \frac{h - f}{h} = 1 - \frac{f}{h} = 1 - \varepsilon. \tag{5.96}$$

În legătură cu construcția arcurilor de compresiune de cauciuc se face observația că volumul arcului rămîne același și sub sarcină, deci prin construcție trebuie să se permită arcului o deformare laterală liberă. În caz contrar el se va comporta ca un corp rigid.

Scanned with OKEN Scanner

6

OSII ŞI ARBORI DREPŢI

6.1. CARACTERIZARE ŞI ROL FUNCŢIONAL

Osiile sînt organe de susţinere pentru alte organe de maşini în rotaţie, fără a transmite momente de torsiune şi sînt solicitate în principal la încovoiere (răsucirea provocată de frecarea cu alte organe este neglijabilă).

Arborii sînt organe de maşini ce se rotesc în jurul axei lor geometrice şi transmit momente de răsucire, respectiv puteri. Aceştia sînt solicitaţi în principal la torsiune şi încovoiere.

Osiile şi arborii sînt organe foarte importante, datorită răspîndirii lor şi a rolului mare ce-l joacă în buna funcţionare a maşinilor, agregatelor, utilajelor etc.

6.2. CLASIFICAREA OSIILOR ŞI ARBORILOR

Clasificarea osiilor şi arborilor se face după mai multe criterii: formă, condiţii de funcţionare, încărcare etc. În tabelul 6.1 se arată clasificarea osiilor şi a arborilor după diferitele criterii.

Tabelul 6.1

Clasificarea osiilor şi arborilor

Osii şi arborii	Criteriul de clasificare	Felul osiilor şi arborilor	
OSII	după formă	a) după axa geometrică longitudinală	drepte
			curbate
		b) după secţiune	pline
			inelare

Scanned with OKEN Scanner

Tabelul 6.1 (continuare)

Osii și arbori	Criteriul de clasificare	Felul osiilor și arborilor	
OSII	după funcționare	a) după mișcare	fixe
			rotative
		b) după rezemare și după poziția forțelor	static determinate
			static nedeterminate
			cu forțele între reazeme (cazul I)
			cu forțele în afara reazemelor (cazul II)
	după poziție	a) orizontale	
		b) verticale	
		c) înclinate	
ARBORI	formă	a) după axa geometrică longitudinală	drepți
			cotiți
		b) după secțiune	diametrul constant
			diametrul variabil
			cu caneluri
			secțiune plină
			secțiune inelară
	funcționare	a) după rezemare	static determinați
			static nedeterminați
		b) putere	greu încărcați
			ușor încărcați
			scopuri speciale
		c) mod de solicitare	în principal la răsucire
			răsucire și încovoiere
	rigiditate	a) rigizi	
		b) elastici	
	poziție	a) orizontali	
		b) verticali	
		c) înclinați	

Scanned with OKEN Scanner

6.3. MATERIAL ŞI TEHNOLOGIE

Avînd în vedere solicitările la care sînt supuşi şi siguranţa în exploatare necesară, arborii se execută de obicei din oţeluri carbon şi oţeluri aliate. Arborii netrataţi termic se execută din OL50, iar cei trataţi, din oţeluri cu un conţinut mediu de carbon şi din oţeluri aliate (vezi cap. 2).

6.4. CALCULUL OSIILOR ŞI ARBORILOR

6.4.1. Consideraţii generale

Osiile şi arborii, fiind organe de maşini foarte importante, se dimensionează şi verifică cu foarte multă atenţie, luîndu-se în considerare toţi factorii ce influenţează comportarea lor în exploatare.

Datorită naturii variate a calculelor şi a influenţei formei constructive asupra comportării arborilor, dimensiunile lor nu pot fi stabilite numai prin calcule de rezistenţă.

În consecinţă, etapele de calcul sînt:

a) predimensionarea printr-un calcul simplificat;

b) proiectarea provizorie pe baza predimensionării şi a celorlalte cerinţe constructive;

c) calculul la oboseală;

d) calculul la rigiditate;

e) calculul pe baza turaţiei critice (la arbori).

Forma şi dimensiunile arborilor se definitivează în funcţie de rezultatul acestor calcule.

6.4.2. Calculul osiilor

În calculul de rezistenţă al osiilor se ia în considerare doar momentele încovoietoare datorate sarcinilor exterioare.

Osiile rotative sînt solicitate variabil după un ciclu alternant simetric, de aceea se recomandă verificarea lor la oboseală prin calculul coeficientului de siguranţă.

Pentru o utilizare economică a materialului, osiile nu se recomandă a se executa cu secţiunea constantă pe toată lungimea lor, figura 6.1, ci cu secţiunea variabilă figura 6.2, tinzînd spre un solid de egală rezistenţă.

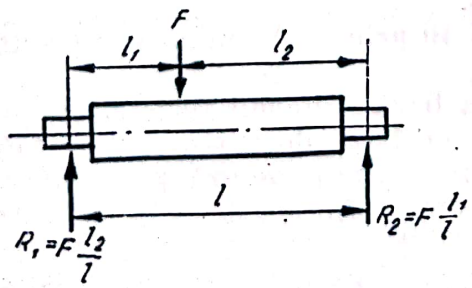


Fig. 6.1. Osie dreaptă.

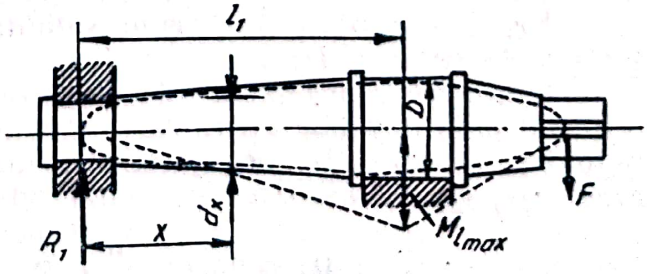


Fig. 6.2. Osie de egală rezistenţă.

Notînd cu D diametrul în zona momentului maxim ($M_{t\,max}$) şi cu M_{tx} momentul corespunzător diametrului d_x, situat la distanţa x de reazimul *1*, se poate scrie

$$\frac{M_{t\,max}}{M_{tx}} = \frac{R_1 l_1}{R_1 x} = \frac{\frac{\pi D^3}{32}\sigma_{at}}{\frac{\pi d_x^3}{32}\sigma_{at}}, \qquad (6.1)$$

de unde rezultă

$$d_x = D\sqrt[3]{\frac{x}{l_1}}. \qquad (6.2)$$

Relaţia 6.2 defineşte forma solidului de egală rezistenţă ca fiind un paraboloid de revoluţie de gradul trei, figura 6.2. Realizarea unei astfel de forme este costisitoare din punct de vedere al execuţiei; de aceea în practică se aproximează cu porţiuni cilindrice şi conice trasate cît mai apropiat de conturul teoretic.

Pentru osiile găurite se alege raportul β dintre diametrul interior şi cel exterior,

$$\beta = \frac{d_{interior}}{d_{exterior}}. \qquad (6.3)$$

În cazul osiilor găurite pe maşini-unelte se recomandă $\beta = 0{,}3 - 0{,}8$, iar la osiile turnate, din motive tehnologice, grosimea pereţilor se delimitează la $s = 20 - 60$ mm.

Calculul la rigiditate al osiilor se face la fel ca la arbori.

6.4.3. Calculul arborilor drepţi

6.4.3.1. Predimensionarea arborilor drepţi

În calculul arborilor, unele solicitări suplimentare de tracţiune, compresiune, flambaj etc., se neglijează, luîndu-se în considerare numai solicitările la torsiune şi încovoiere. În funcţie de mărimea acestor solicitări principale, deosebim arbori solicitaţi în principal numai la răsucire (arborii intermediari de transmisie) şi arbori solicitaţi în principal la răsucire şi încovoiere (arborii motoarelor).

a. **Predimensionarea arborilor solicitaţi în principal numai la răsucire (arbori de transmisie)**

Calculul convenţional la răsucire are la bază criteriul rezistenţei sau criteriul deformaţiilor unghiulare. Calculul pe bază de rezistenţă se face numai la răsucire, iar neglijarea încovoierii se compensează prin micşorarea corespunzătoare a rezistenţei admisibile. În acest sens se scrie

$$M_t = 95\,400\,\frac{P}{n} = W_p\,\tau_{at} = \frac{\pi}{16}d^3\,\tau_{at} \qquad (6.4)$$

Scanned with OKEN Scanner

și rezultă

$$d = K\sqrt[3]{M_t}\ [\text{cm}], \text{ sau}$$

$$d = K'\sqrt[3]{\frac{P}{n}}\ [\text{cm}], \qquad (6.5)$$

unde:

M_t este momentul de răsucire [daN·cm];

P — puterea de transmis [kW];

n — turația [rot/min];

K și K' — coeficienți ce includ rezistența admisibilă și se determină din diagrama din figura 6.3.

La arborii a căror deformație unghiulară trebuie delimitată, predimensionarea se face plecînd de la relația

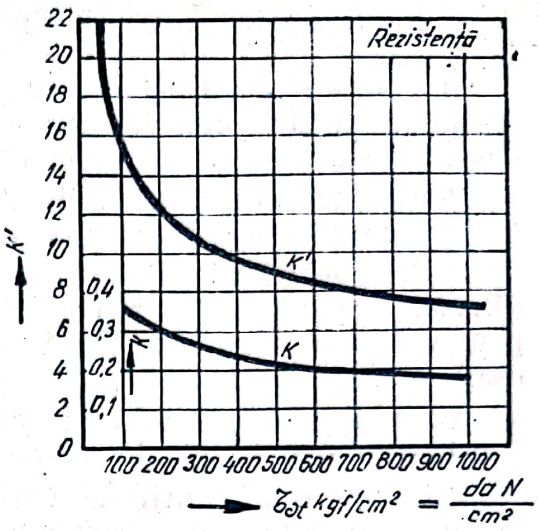


Fig. 6.3. Diagrama coeficienților K și K' în funcție de rezistența admisibilă la torsiune.

$$\frac{\theta}{l}\cdot\frac{\pi}{180^\circ} = \frac{M_t}{G\,I_p}, \qquad (6.6)$$

de unde rezultă

$$d = K_1\sqrt[4]{M_t}\ [\text{cm}], \text{ sau } d = K_1'\sqrt[4]{\frac{P}{n}}\ [\text{cm}], \qquad (6.7)$$

unde momentul se introduce în daN·cm, puterea în kW, lungimea de referință, $l = 100$ cm, iar modulul de elasticitate transversal $G = 0{,}83 \cdot 10^6$ daN/cm².

Valori pentru coeficienții K_1 și K_1' se dau în diagrama din figura 6.4.

Din formulele (6.5 și 6.7) rezultă că diametrul arborelui este funcție de puterea de transmis; de aceea se calculează diametrul fiecărui tronson corespunzător puterii transmise pe porțiunea respectivă. Pentru o bună utilizare a materialului se recomandă ca roata motoare să se așeze între roțile antrenate.

Pe baza unor ipoteze simplificatorii s-au determinat orientativ distanțele optime dintre lagăre:

— $l_1 = 100\sqrt{d}$ [cm], pentru tronsoanele marginale;

— $l_2 = 125\sqrt{d}$ [cm], pentru tronsoane intermediare;

— $l_3 = 135\sqrt{d}$ [cm], pentru arborii cu solicitări foarte mari,

unde d este diametrul arborelui.

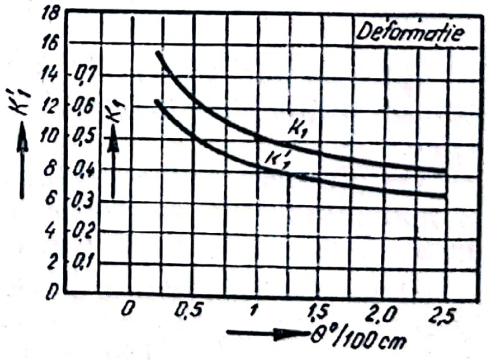


Fig. 6.4. Diagrama coeficienților K_1 și K_1' în funcție de deformația unghiulară.

b. Predimensionarea arborilor solicitaţi în principal la răsucire şi încovoiere

Momentele de torsiune sînt în general variabile, considerîndu-se de obicei, pentru mai multă siguranţă, o variaţie pulsatorie. Momentele încovoietoare au un caracter alternant simetric.

Pentru calculul momentelor încovoietoare trebuiesc cunoscute forţele ce acţionează asupra arborilor şi reacţiunile din reazeme.

Pentru uşurinţa calculelor, se descompun toate forţele după două direcţii perpendiculare. Momentele încovoietoare rezultante se calculează pentru fiecare secţiune, prin adunarea geometrică a momentelor din cele două plane.

Abaterile de 10°—20° de la paralelism între două forţe se pot neglija, considerîndu-se forţele în acelaşi plan.

Prin trasarea epurii de variaţie a momentelor încovoietoare şi de răsucire se determină secţiunile periculoase. Predimensionarea se face cu ajutorul momentului redus M_{red}, calculat cu expresia

$$M_{red} = \sqrt{M_i^2 + (\alpha M_t)^2}, \tag{6.8}$$

unde α este un coeficient ce ţine seama de caracterul variaţiei momentului de torsiune, valorile lui fiind indicate în tabelul 6.2.

Tabelul 6.2

Valorile coeficientului α

Natura variaţiei momentelor	Valoarea coeficientului α	Observaţii
M_i alternant simetric M_t pulsator	$\alpha = \frac{\sigma_{ai\,III}}{\sigma_{ai\,II}}$	Cazul cel mai frecvent
M_i alternant simetric M_t constant	$\alpha = \frac{\sigma_{ai\,III}}{\sigma_{ai\,I}}$	Caz rar
M_i alternant simetric M_t alternant simetric	$\alpha = 1$	

S-au notat cu $\sigma_{ai\,I}$, $\sigma_{ai\,II}$, respectiv $\sigma_{ai\,III}$ rezistenţele admisibile corespunzătoare solicitării statice, pulsatoare, respectiv alternant simetrice.

Cu ajutorul coeficientului α se face o diferenţiere a modului de variaţie a momentelor încovoietoare şi de răsucire, evitîndu-se o risipă de material prin obţinerea unor diametre mai mici pentru arbori.

Diametrele arborilor în secţiunile periculoase se determină din relaţia

$$M_{red} = W\sigma_{ai} = \frac{\pi}{32} d^3 \sigma_{ai}. \tag{6.9}$$

Scanned with OKEN Scanner

Ca regulă generală se admite pentru rezistenţa admisibilă la răsucire,

$$\tau_{at} = \frac{\sigma_{at}}{1{,}35}. \tag{6.10}$$

Fusurile se dimensionează ţinînd cont de condiţiile de exploatare. Pentru a compensa slăbirea arborilor prin canalele de pană, pe porţiunea respectivă diametrul arborilor se măreşte cu 4—7%.

6.4.3.2. Calculul la oboseală al arborilor drepţi

Prin calculul la oboseală se verifică forma şi dimensiunile arborelui şi acestea sînt funcţie de : material, caracterul variaţiei eforturilor unitare, formă, prelucrare, dimensiuni, condiţii de exploatare, starea suprafeţei etc.

Verificarea la oboseală se face la arborii solicitaţi variabil de cel puţin $10^3 - 10^4$ cicluri.

Calculul la oboseală constă în determinarea coeficientului de siguranţă şi compararea lui cu valoarea admisă. La arborii solicitaţi la încovoiere şi torsiune, coeficientul de siguranţă se determină cu relaţia

$$c = \frac{1}{\sqrt{\frac{1}{c_\sigma^2} + \frac{1}{c_\tau^2}}}, \tag{6.11}$$

unde c_σ şi c_τ sînt coeficienţii de siguranţă la încovoiere, respectiv la torsiune, aceştia determinîndu-se cu relaţiile cunoscute din Rezistenţa materialelor :

$$c_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{\beta_{k\sigma}}{\varepsilon_m \gamma_\sigma}\sigma_v + \frac{\sigma_{-1}}{\sigma_c}\sigma_m}; \quad c_\tau = \frac{\tau_{-1}}{\frac{\beta_{k\tau}}{\varepsilon_m \gamma_\tau}\tau_v + \frac{\tau_{-1}}{\tau_c}\tau_m} \tag{6.12}$$

unde β_k este coeficientul efectiv de concentrare a eforturilor unitare, valorile lui fiind date în diagramele de la capitolul 2.

Coeficienţii de siguranţă necesari sînt greu de apreciat ; literatura de specialitate recomandă următoarele valori :

$c = 1{,}3 - 1{,}5$, în cazul în care se cunosc precis solicitările şi caracteristicile mecanice ale materialului şi se execută cu o tehnologie de calitate superioară ;

$c = 1{,}5 - 1{,}8$, în cazul în care solicitările se cunosc mai puţin, iar materialele au caracteristici nesigure ;

$c = 1{,}8 - 2{,}5$, în cazul calculelor aproximative, solicitări puţin cunoscute, materiale nesigure şi secţiuni mari ($d > 200$ mm).

Valorile superioare ale coeficientului de siguranţă se admit cînd în calcule s-au introdus valorile maxime ale rezistenţei la oboseală a materialului, iar valorile inferioare ale lui c se admit cînd se lucrează cu valorile minime ale rezistenţei la oboseală.

Scanned with OKEN Scanner

Deformațiile arborilor pot fi de încovoiere și de răsucire; cunoașterea acestor deformații este foarte importantă, deoarece influențează mult buna funcționare a lagărelor și a organelor montate pe arbori. Astfel, se impune ca înclinația fusului unui arbore într-un lagăr de alunecare să se mențină în cadrul jocului dintre fus și cuzinet, pentru a evita griparea.

Deformația de încovoiere este caracterizată de către fibra medie deformată, care dă mărimea săgeții f și mărimea unghiului de înclinație α. Mărimile acestor deformații se calculează cu ajutorul metodelor date de Rezistența materialelor. În tabelul 6.3 se dau valorile săgeții f și ale unghiului α pentru cîteva cazuri simple.

Pentru arbori încărcați cu mai multe sarcini se poate utiliza metoda suprapunerii efectelor, însumînd geometric deformația datorită fiecărei sarcini, sau se utilizează metoda grafo-analitică a lui Mohr, sau metoda energetică etc.

În cazul pieselor montate prin strîngere pe arbori, se produce un efect de rigidizare, care se introduce în calcule considerînd diametrul arborelui mărit în dreptul roții pînă la diametrul butucului roții.

Valorile admisibile pentru deformațiile flexionale depind de soluțiile constructive, de condițiile de funcționare etc.

În general se admite săgeata maximă $f_{max} \leqslant 3 \cdot 10^{-4}\, l$, unde l este distanța dintre reazeme.

Pentru arborii mașinilor-unelte se impune $f_{max} \leqslant 2 \cdot 10^{-4} l$.

Înclinația maximă se admite în majoritatea cazurilor ca fiind $\alpha_{max} = 10^{-3}$ radiani.

Înclinațiile maxime ale arborilor montați pe rulmenți se recomandă să nu depășească următoarele valori:

$\alpha_{max} \leqslant 8.10^{-3}$ radiani, la rulmenți radiali cu bile;
$\alpha_{max} \leqslant 5 \cdot 10^{-3}$ radiani, la rulmenți oscilanți;
$\alpha_{max} \leqslant 2{,}5 \cdot 10^{-3}$ radiani, la rulmenți cu role cilindrice;
$\alpha_{max} \leqslant 1{,}7 \cdot 10^{-3}$ radiani, la rulmenți cu role conice.

Deformația torsională se calculează în cazurile cînd buna funcționare a agregatului fixează limite în acest sens (de exemplu la arborii mașinilor de danturat).

Calculul deformațiilor unghiulare se face cu formula (6.6). În cazul unui arbore cu secțiune și încărcări variabile (fig. 6.5), deformația unghiulară totală este

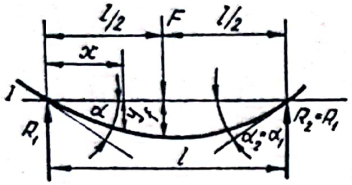
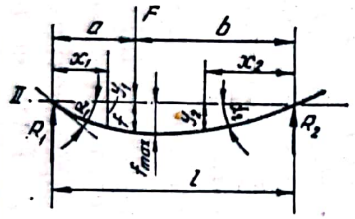
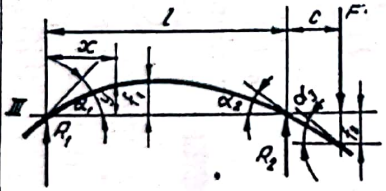
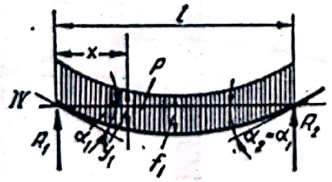
$$\theta = \theta_1 + \theta_2 + \theta_3 = \frac{1}{G}\left[\frac{M_{t_1} l_1}{I_{p_1}} + \frac{(M_{t_1} + M_{t_2}) l_2}{I_{p_2}} + \frac{(M_{t_1} + M_{t_2} + M_{t_3}) l_3}{I_{p_3}}\right]. \quad (6.13)$$

Deformațiile unghiulare specifice admise variază foarte mult, de aceea se vor adopta în conformitate cu limitele cerute de scop. În trecut se recomanda o deformație unghiulară specifică maximă de 0,25°/m; azi se admit valori mult mai mari, mergînd uneori (de la caz la caz) pînă a 12°/m.

Scanned with OKEN Scanner

Tabelul 6.3

Ecuația liniei elastice, săgeata și unghiul de înclinare în punctele de reazem

Cazul de încovoiere	Schema încărcării	Ecuația liniei elastice v	Săgeata f	Înclinarea în punctele de reazem α
I		$y = \frac{Fl^3}{16\,EI}\left(\frac{x}{l} - \frac{4}{3}\frac{x^3}{l^3}\right)$	$f = \frac{F}{48}\frac{l^3}{EI}$	$\alpha_1 = \alpha_2 = \frac{Fl^2}{16\,EI}$
II		În stînga forței: $y_1 = \frac{F}{EI}\frac{a^2b^2}{6l}\left(2\frac{x_1}{a} + \frac{x_1}{b} - \frac{x_1^3}{a^2b}\right)$; În dreapta forței: $y_2 = \frac{F}{EI}\frac{a^2b^2}{6l}\left(2\frac{x_2}{b} + \frac{x_2}{a} - \frac{x_2^3}{b^2a}\right)$.	$f = \frac{F}{EI}\frac{a^2b^2}{3l}$; $f_{max} = \frac{F}{EI}\frac{a}{3l}\left(\frac{b^2 + 2al}{3}\right)^{\frac{3}{2}}$	$\alpha_1 = \frac{F}{EI}\frac{ab(a+2b)}{6l}$; $\alpha_2 = \frac{F}{EI}\frac{ab(2a+b)}{6l}$
III		$y = \frac{F}{EI}\frac{l^2c}{6}\left(\frac{x}{l} - \frac{x^3}{l^3}\right)$	$f_1 = \frac{F}{EI}\frac{l^2c}{9\sqrt{3}}$; $f_2 = \frac{F}{EI}\frac{(l+c)c^2}{3}$	$\alpha_1 = \frac{F}{EI}\frac{lc}{3}$; $\alpha_2 = \frac{F}{EI}\frac{lc}{6}$; $\alpha_3 = \frac{F}{EI}\frac{c(3c+2l)}{6}$
IV		$y = \frac{F}{EI}\frac{l^3}{24}\left(\frac{x}{l} - 2\frac{x^3}{l^3} - \frac{x^4}{l^4}\right)$	$f = f_{max} = \frac{5}{384}\frac{Fl^3}{EI}$	$\alpha_1 = \alpha_2 = \frac{F}{EI}\frac{l^2}{24}$

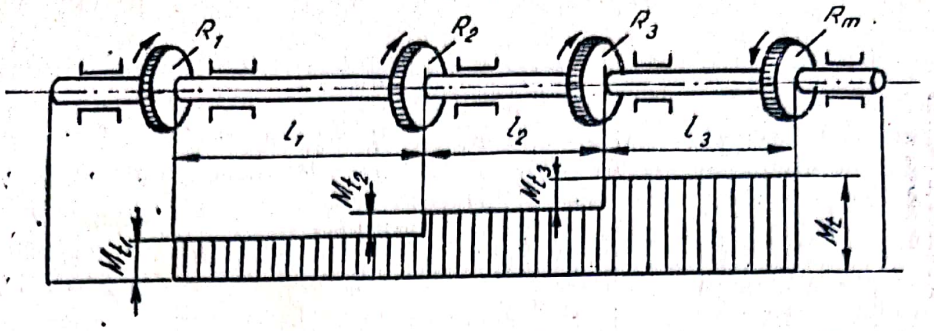


Fig. 6.5. Diagrama de repartiție a momentelor de torsiune pe diferitele lungimi ale arborelui.

6.4.3.4. Calculul arborilor la turația critică

Sarcinile variabile provoacă în arbori vibrații care, în anumite condiții, periclitează rezistența lor. Vibrațiile arborilor sînt întreținute de către forțele exterioare. În momentul în care perioada variației forțelor exterioare ce acționează asupra arborelui este egală cu perioada vibrațiilor proprii, se produce fenomenul de rezonanță. În timpul rezonanței amplitudinea vibrațiilor crește foarte mult, în arbore luînd naștere eforturi unitare ce depășesc rezistența admisibilă a materialului și astfel apare ruperea.

Perioada de variație a sarcinilor exterioare fiind egală cu o rotație completă a arborelui, rezultă că fenomenul de rezonanță apare în momentul în care perioada de rotație a arborelui coincide cu perioada vibrațiilor proprii. Turația corespunzătoare perioadei de rotație a arborelui, la care acesta intră în rezonanță, se numește turație critică.

Verificarea la vibrații se face prin calculul turației critice și compararea ei cu turația de regim.

Arborii pot avea vibrații flexionale, torsionale și longitudinale.

a. **Turația critică flexională**

Vibrațiile flexionale pot fi cauzate de erorile de execuție și de montaj a arborilor, erori de centrare a organelor montate pe arbori, deformații elastice, defecte de material etc.

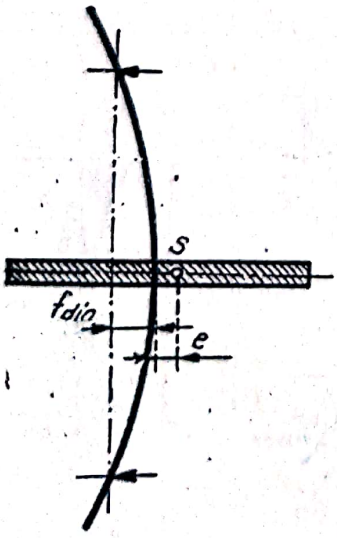


Fig. 6.6. Arbore vertical.

1) *Turația critică a unui arbore de masă neglijabilă, cu un disc cu excentricitate*

Pentru simplificare se va considera numai prima frecvență proprie a unui arbore cu masă neglijabilă, solidar cu un disc de masă m, figura 6.6, montat cu excentricitate.

În figura 6.6 s-au utilizat următoarele notații:

S — centrul de greutate al discului;

e — excentricitatea discului față de axa de rotație;

f_{din} — săgeata dinamică provocată de forța centrifugă F_c, forța ce ia naștere la rotația arborelui cu viteza unghiulară ω.

În timpul rotirii, forța centrifugă caută să mărească deformația arborelui; acestei tendințe i se

opun forţele elastice ale arborelui ($c\, f_{ain}$), unde c este rigiditatea arborelui. În momentul echilibrării forţelor elastice şi centrifuge se poate scrie :

$$F_c = m\,\rho\omega^2 = m(f_{ain} + e)\,\omega^2 = cf_{ain}. \tag{6.14}$$

Din relaţia 6.14 rezultă

$$f_{ain} = \frac{me\,\omega^2}{c - m\omega^2}. \tag{6.15}$$

La rupere săgeata f_{ain} devine infinit de mare, însă pentru aceasta trebuie ca

$$c - m\omega^2 = 0. \tag{6.16}$$

Din relaţia (6.16) rezultă

$$\omega = \sqrt{\frac{c}{m}} = \omega_{critic}. \tag{6.17}$$

Se observă identitatea expresiei (6.17) cu pulsaţia proprie, această viteză unghiulară purtînd denumirea de viteză unghiulară critică. Turaţia critică rezultă din relaţia (6.17) :

$$n_{critic} = \frac{30}{\pi}\,\omega_{cr} = \frac{30}{\pi}\sqrt{\frac{c}{m}}. \tag{6.18}$$

Turaţia critică fiind determinată de săgeata dinamică, ea nu este influenţată de poziţia arborelui. În cazul unui arbore orizontal, figura 6.7, greutatea discului $G = mg$, provoacă săgeata statică $f_{st} = \frac{G}{c}$.
Introducînd aceste valori în relaţia (6.18), rezultă

$$n_{cr} = \frac{30}{\pi}\sqrt{\frac{g}{f_{st}}}. \tag{6.19}$$

Înlocuind în expresia (6.15) valoarea rigidităţii c, dedusă din relaţia (6.16), adică $c = m\omega_{cr}$, rezultă

$$\frac{f_{ain}}{e} = \frac{1}{\left(\frac{\omega_{cr}}{\omega}\right)^2 - 1}. \tag{6.20}$$

Discuţia acestei ecuaţii duce la concluzii importante, figura 6.8.

Pe măsură ce raportul $\frac{\omega_{cr}}{\omega}$ tinde spre unitate, deci $\omega \to \omega_{cr}$, respectiv $n \to n_{cr}$, raportul $\frac{f_{ain}}{e}$ va tinde spre infinit, arborele intrînd în rezonanţă.

Scanned with OKEN Scanner

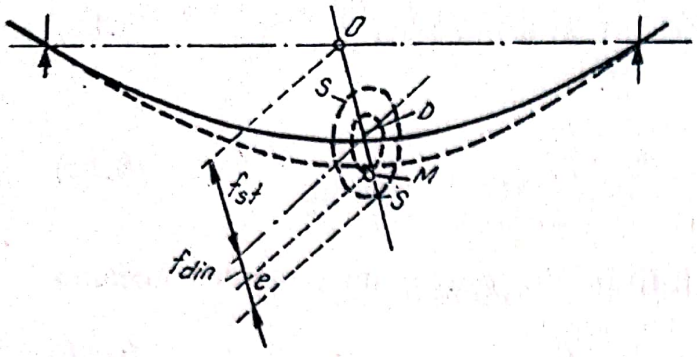


Fig. 6.7. Arbore orizontal cu o singură sarcină.

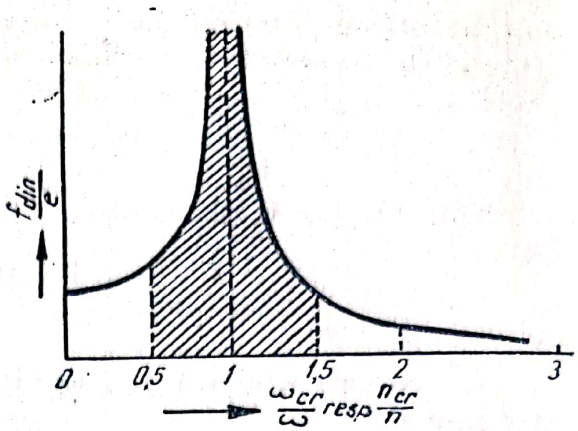


Fig. 6.8. Diagrama săgeții dinamice funcție de raportul turațiilor $\frac{n_{cr}}{n}$.

Dacă $\omega > \omega_{cr}$, respectiv $n > n_{cr}$, $\frac{f_{din}}{e}$ devine negativ, iar la $\omega = \infty$, $\frac{f_{din}}{e} = -1$, deci $f_{din} = -e$, cu alte cuvinte, cu creşterea turaţiei peste valoarea critică, săgeata dinamică scade şi tinde spre valoarea $-e$, deci arborele se autocentrează, iar lagărele se descarcă. Acest fenomen este adesea folosit în practică, cu toate că nu se poate realiza $\omega = \infty$. Dacă de exemplu $\frac{n_{cr}}{n} = 0{,}1$, rezultă $f_{din} = -\frac{e}{0{,}99} \simeq -e$, ceea ce înseamnă practic autocentrare.

Dacă $\omega = \omega_{cr}$ şi $e = 0$ săgeata dinamică ia valori nedeterminate şi mişcarea este instabilă.

Dacă turaţia de funcţionare a arborelui este inferioară turaţiei critice, arborele este denumit rigid. Dacă turaţia este superioară celei critice, arborele este denumit elastic. În practică, pentru o mai mare siguranţă, se delimitează domeniul turaţiilor astfel :

— pentru arbori rigizi, $n < 0{,}66\ n_{critic}$;

— pentru arbori elastici, $n > (1{,}5 - 2)\ n_{critic}$. (6.21)

În cazul cînd $0{,}66\ n_{critic} < n < (1{,}5 - 2)\ n_{critic}$ (porţiunea haşurată din diagrama din figura 6.8), arborii pot intra în rezonanţă. Acest domeniu trebuie evitat.

În cazul arborilor elastici se recomandă ca trecerea peste turaţia critică să se facă rapid şi, prin măsuri constructive, să se limiteze amplitudinea vibraţiilor în perioada rezonanţei.

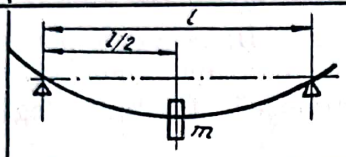
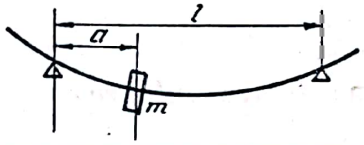
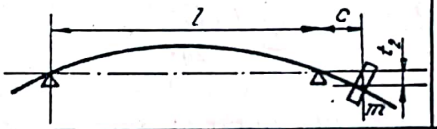
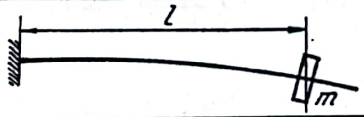
Construcţia maşinilor moderne cu turaţii înalte merge pe linia folosirii arborilor elastici, aceştia fiind mai economici. La turbinele Delaval $n \simeq (7 - 10)\ n_{critic}$.

Scanned with OKEN Scanner

În tabelul 6.4 se dau valorile turației critice pentru diferite poziții ale discului pe arbore, săgeata statică fiind înlocuită cu valoarea ei dedusă cu formulele cunoscute din Rezistența materialelor.

Tabelul 6.4

Valorile turației critice în funcție de poziția discului

Cazul	Schema încărcării	Turația critică n_{cr}
I		$n_{cr} = \frac{30}{\pi}\sqrt{\frac{48\,EI}{m\,l^3}}$
II		$n_{cr} = \frac{30}{\pi}\sqrt{\frac{3EI}{m}\,\frac{l}{a^2(l-a)^2}}$
III		$n_{cr} = \frac{30}{\pi}\sqrt{\frac{3EI}{m(l+c)c^2}}$
IV		$n_{cr} = \frac{30}{\pi}\sqrt{\frac{3EI}{ml^3}}$

2) *Turația critică a arborilor de masă neglijabilă, încărcați cu mai multe sarcini*

Pentru determinarea turației critice se folosește principiul conservării energiei.

Dacă f_i este săgeata în dreptul forței F_i, figura 6.9, în ipoteza că fibra medie deformată în stare de repaus reprezintă limita vibrațiilor ce iau naștere în timpul rotirii, energia potențială a arborelui în această poziție este

$$L_p = \sum_{i=1}^{n} \frac{F_i f_i}{2}, \quad (6.22)$$

unde F_i este greutatea proprie a unui disc.

În ipoteza vibrațiilor armonice, deplasările sarcinilor f_i variază în timp după o lege de forma

$$f_i(t) = f_i \sin \omega t, \quad (6.23)$$

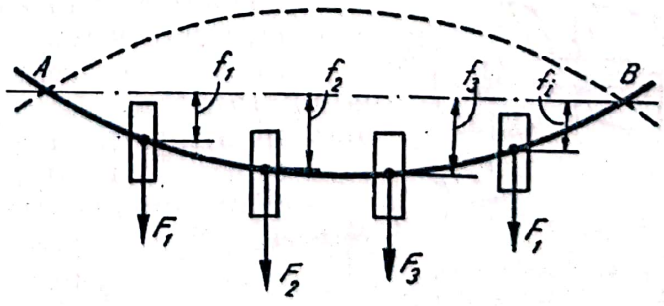


Fig. 6.9. Arbore orizontal cu mai multe sarcini.

unde t este timpul, iar ω — viteza unghiulară sau pulsația vibrațiilor.

Viteza de deplasare a centrului unui disc este

$$v_i(t) = \frac{df_i(t)}{dt} = \omega f_i \cos \omega t. \tag{6.24}$$

Valoarea maximă a vitezei se obține în momentul în care fibra medie a arborelui trece prin poziția $A-B$. Din relația 6.24 se observă că viteza este maximă cînd $\cos \omega t = 1$:

$$v_{i\,max} = \omega f_i, \tag{6.25}$$

Cînd fibra medie trece prin poziția $A-B$, energia potențială devine nulă, iar energia cinetică are valoarea maximă, deci întreaga energie potențială s-a transformat în energie cinetică. Pe baza legii conservării energiei se poate scrie

$$L_p = L_c, \tag{6.26}$$

unde L_c este energia cinetică maximă și are valoarea

$$L_c = \sum_1^n m_i \frac{v_{i\,max}^2}{2} = \sum_1^n \frac{F_i f_i^2 \omega^2}{2g}. \tag{6.27}$$

Înlocuind în egalitatea (6.26) relațiile (6.22 și 6.27) se deduce pulsația critică, respectiv turația critică :

$$\omega_{cr} = \sqrt{\frac{g \sum_i^n F_i f_i}{\sum_i^n F_i f_i^2}}; \quad n_{cr} = \frac{30}{\pi} \sqrt{g \frac{\sum_i^n F_i f_i}{\sum_i^n F_i f_i^2}}. \tag{6.28}$$

b. Turația critică torsională

Fenomenul de rezonanță care duce la pericolul de rupere a arborelui, se produce și atunci cînd frecvența oscilațiilor momentului de răsucire coincide cu frecvența proprie a arborelui. Pentru calculul turației critice torsionale, se înlocuiește sistemul real cu un sistem cu un număr redus de mase.

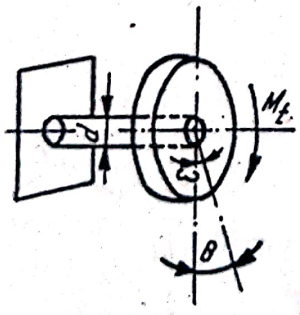


Fig. 6.10. Arbore cu un disc solicitat la vibrații torsionale.

1) *Arbore cu diametrul constant, cu un singur disc oscilant*, figura 6.10.

Sub acțiunea momentului M_t, arborele fixat rigid la un capăt se răsucește cu unghiul θ. La încetarea acțiunii momentului exterior M_t, intervine cuplul de sens contrar datorat forțelor elastice.

Ecuația diferențială a mișcării oscilante ce ia naștere este

$$J \frac{d^2\theta}{dt^2} = -M_t = -C'\theta, \tag{6.29}$$

Scanned with OKEN Scanner

unde :

J este momentul de inerţie masic al volantului faţă de axa de simetrie a arborelui ;

C' — rigiditatea arborelui şi are valoarea :

$$C' = \frac{M_t}{\theta} K_0 = I_p \frac{G}{l} K_0, \tag{6.30}$$

unde :

K_0 este un factor ce ţine seama de forma arborelui :

— pentru arbori cu secţiunea circulară plină, $K_0 = 1$;

— pentru arbori găuriţi, cu diametrul interior d_1,

$$K_0 = 1 - \left(\frac{d_1}{d}\right)^4; \tag{6.31}$$

— pentru arbori prevăzuţi cu canale de pană de adîncime h,

$$K_0 = 1 - \left(\frac{\alpha h}{d}\right)^4, \tag{6.32}$$

unde α este un coeficient ce ţine seamă de felul penei, numărul penelor, decalajul lor etc. (de exemplu, pentru o pană paralelă $\alpha = 0{,}5$).

Ecuaţia 6.29 se poate scrie sub forma

$$\frac{d^2\theta}{dt^2} + \frac{C'}{J}\theta = 0. \tag{6.33}$$

Integrala ecuaţiei diferenţiale 6.33 este de forma :

$$\theta = A \cos \sqrt{\frac{C'}{J}} t + B \sin \sqrt{\frac{C'}{J}} t \tag{6.34}$$

Punînd condiţiile la limită, se determină constantele de integrare A, B. Pentru $t = 0$, $\theta = \theta_0$, rezultă :

$$\theta_0 = A. \tag{6.35}$$

Considerînd momentul pornirii, cînd viteza iniţială este nulă, se poate scrie, la $t = 0$, $\theta' = \theta'_0 = 0$ şi rezultă

$$\theta' = \frac{d\theta}{dt} = -A \sqrt{\frac{C'}{J}} \sin \sqrt{\frac{C'}{J}} t + B \sqrt{\frac{C'}{J}} \cos \sqrt{\frac{C'}{J}} t = 0. \tag{6.36}$$

Din relaţia (6.36), pentru $t = 0$ se deduce $B = 0$.

Scanned with OKEN Scanner

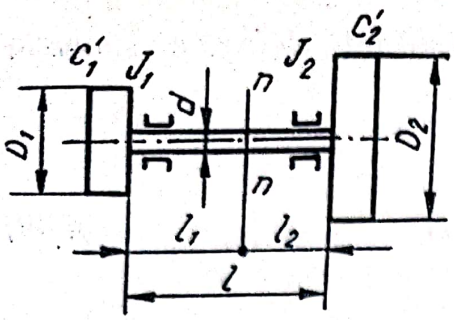


Fig. 6.11. Arbore cu două discuri.

Soluția generală a ecuației diferențiale (6.33) este

$$\theta = \theta_0 \cos \sqrt{\frac{C'}{J}}\, t. \qquad (6.37)$$

Expresia (6.37) este ecuația unei mișcări armonice, unde $\frac{C'}{J}$ este tocmai pulsația proprie, deci chiar viteza unghiulară critică; prin urmare se poate scrie

$$\omega_{cr} = \sqrt{\frac{C'}{J}} = \sqrt{\frac{\pi d^4}{32}\frac{G}{l}\frac{K_0}{J}}, \qquad (6.38)$$

iar turația critică este

$$n_{cr} = \frac{30}{\pi}\sqrt{\frac{\pi d^4}{32}\frac{G}{l}\frac{K_0}{J}}. \qquad (6.39)$$

2) *Arbore cu două discuri oscilante* (fig. 6.11)

Sub acțiunea momentelor exterioare și a forțelor elastice, cele două discuri vor oscila unul contra celuilalt. Cele două oscilații se vor anihila într-o anumită secțiune, numită secțiune neutră, această secțiune fiind $n - n$. Din punct de vedere al mișcării se poate considera arborele încastrat în secțiunea $n - n$, putîndu-se aplica relația 6.38, atît pentru partea dreaptă cît și pentru partea stîngă:

$$\omega_{cr} = \sqrt{\frac{C_1'}{J_1}} = \sqrt{\frac{C_2'}{J_2}}, \qquad (6.40)$$

nde:

$$C_1' = \frac{\pi d^4}{32}\frac{G}{l_1}K_0; \quad C_2' = \frac{\pi d^4}{32}\frac{G}{l_2}K_0. \qquad (6.41)$$

Înlocuind expresiile lui C_1' și C_2' din relațiile (6.41) în ecuația (6.40) se obține

$$l_1 = l\frac{J_2}{J_1 + J_2}. \qquad (6.42)$$

Viteza unghiulară critică, respectiv turația critică sînt:

$$\omega_{cr} = \sqrt{\frac{\pi d^4}{32}\frac{G}{l}\frac{J_1 + J_2}{J_1 J_2}}K_0; \quad n_{cr} = \frac{30}{\pi}\sqrt{\frac{\pi d^4}{32}\frac{G}{l}\frac{J_1 + J_2}{J_1 J_2}}. \qquad (6.43)$$

Scanned with OKEN Scanner

În majoritatea cazurilor, arborele avînd diametre diferite pe lungimea lui, se poate aduce o simplificare în calcul, prin înlocuirea arborelui dat cu unul echivalent cu diametrul constant.

Pentru determinarea arborelui echivalent se alege un diametru de calcul d_c și se calculează lungimea redusă (lungimea de calcul) l_c al fiecărui tronson, în raport cu acest diametru d_c, punînd condiția ca deformația arborelui real și a celui echivalent să fie aceeași sub acțiunea unui moment de torsiune dat, adică:

$$\theta = \frac{M_t\, l}{G\, I_p} = \frac{M_t\, l}{G\frac{\pi d^4}{32}} = \frac{M_t\, l_c}{G\frac{\pi d_c^4}{32}}, \tag{6.44}$$

de unde rezultă

$$l_c = l\left(\frac{d_c}{d}\right)^4, \tag{6.45}$$

unde:

l este lungimea reală a unui tronson;

l_c — lungimea de calcul a aceluiași tronson;

d — diametrul real al tronsonului.

Arborelui cu diametrul constant, egal cu d_c și de lungime calculată, i se pot aplica formulele deduse mai sus.

6.5. ELEMENTE CONSTRUCTIVE

Forma constructivă a arborelui se stabilește în primul rînd în funcție de necesitățile funcționale, ținîndu-se seama de factorul economic sub aspectul materialului și a manoperei. Arborii tubulari duc la o sensibilă micșorare a greutății, de aceea se utilizează și atunci cînd funcțional nu este necesar. Variația diametrelor, de asemenea micșorează greutatea, dar scumpește manopera; proiectantul va trebui întotdeauna să tindă spre un echilibru între economia de material și costul de execuție.

Canalele de pană duc la slăbirea arborelui în special prin introducerea unor concentratori de tensiune mari; rezistența la oboseală scade sensibil și de aceea se va acorda o mare atenție rotunjirii canalelor, decalajului dintre canale, în cazul montării mai multor pene și îngroșării arborelui pe porțiunea respectivă. Fixarea unor organe prin strîngere, de asemenea introduce concentratori de tensiune, pentru micșorarea cărora se recomandă soluțiile din figura 6.12.

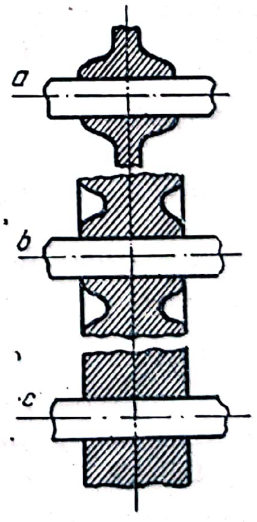


Fig. 6.12. Diferite tipuri de fixări de roți pe arbore.

Scanned with OKEN Scanner

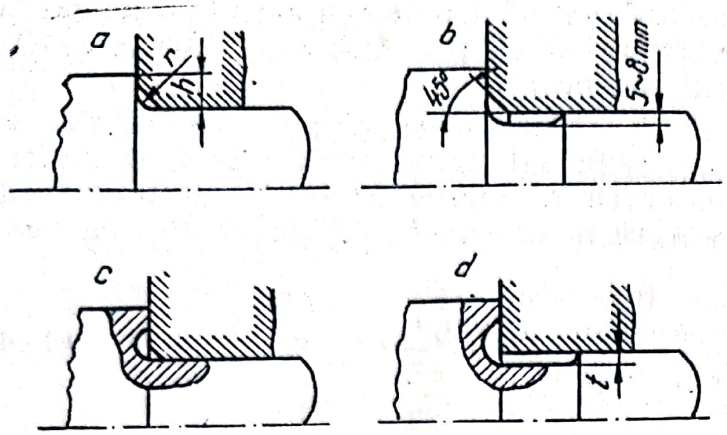


Fig. 6.13. Diferite soluţii constructive pentru fixarea axială a roţilor pe arbore.

Fixarea axială a organelor montate pe arbori se face prin presarea lor contra unor umeri. Pentru micşorarea concentratorilor de tensiune, trecerile dintre tronsoane trebuie să se facă cu raze de racordare cît mai mari (STAS 406-63). Figura 6.13 arată diferite soluţii constructive pentru rezemarea roţilor sau cuplajelor.

Formele *c* şi *d* din figura 6.13 sînt cele mai bune din punct de vedere al comportării la oboseală. Fixarea arborelui în sens axial se face într-un singur loc pentru a nu împiedeca libera lui dilatare. Organele cu poziţie axială fixă, se recomandă a se plasa în apropierea punctului de poziţionare axială a arborelui.

La alegerea toleranţelor trebuie avut în vedere posibilităţile de montaj fără deteriorarea suprafeţelor.

Diametrele tronsoanelor arborilor trebuie să fie standardizate.

Scanned with OKEN Scanner

7

TRIBOLOGIE. FUSURI ŞI LAGĂRE

7.1. ORGANELE DE REZEMARE

7.1.1. Tribologie

Organele de rezemare — lagărele — servesc la susţinerea arborilor şi osiilor aflate în mişcare de rotaţie.

În lagărele cu alunecare, între fus şi cuzinet (suprafaţa lagărului) intervine o frecare de alunecare.

La deplasarea relativă a suprafeţelor unui cuplu de suprafeţe de frecare ia naştere un proces care exercită asupra pieselor ce formează cuplul influenţele de mai jos :

— dă naştere unei forţe tangenţiale, numită forţă de frecare ;

— lucrul mecanic dat de forţa de frecare produce uzură şi căldură în interiorul cuplului, iar energia calorică rezultată pe această cale trebuie evacuată dintre suprafeţele în mişcare, pentru a evita un proces în care factorii săi nu sînt în echilibru.

Fenomenele frecării s-au dovedit a fi foarte complexe, cuprinzînd aspecte de natură mecanică, termică şi fizico-chimică. Pentru a diminua efectele procesului de frecare, se introduce între suprafeţele de frecare ale cuplului un lubrifiant.

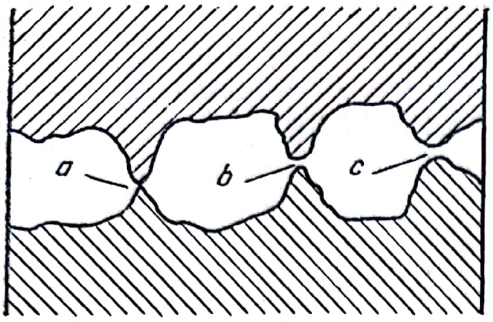
În raport cu prezenţa lubrifiantului între suprafeţele de alunecare, se deosebesc următoarele categorii de frecare :

— frecare uscată, sau de contact ;
— frecare semifluidă (semilichidă) ;
— frecare fluidă (lichidă) ;
— frecare la limită (între piese există doar straturi aderente) ;

Frecarea uscată ia naştere cînd între cele două piese în mişcare relativă nu există nici un strat intermediar de lubrifiant. În acest domeniu este valabilă legea lui Coulomb-Amontons referitoare la forţa de frecare F_f :

$$F_f = \mu F,$$

Scanned with OKEN Scanner



Zona a - atingerea asperităților
Zona b - există un strat de lubrifiant de grosime moleculară
Zona c - stratul de lubrifiant are grosime mare.

Fig. 7.1. Suprafețe de frecare în contact cu vîrful asperităților.

unde :

μ este coeficientul de frecare ;

F — forța de apăsare normală.

Frecarea uscată poate apărea la lagăre, după un timp îndelungat de nefuncționare, în primele momente ale pornirii. În acest caz $\mu = 0{,}2 - 0{,}5$.

Frecarea semifluidă apare cînd suprafețele în contact sînt așa de apropiate încît vîrfurile asperităților mai proeminente se ating. Acest caz poate fi reprezentat schematic ca în figura 7.1.

Înălțimea asperităților celor două suprafețe fiind neegală, într-un regim de frecare semifluid pot fi prezente simultan cele trei stări arătate în figura 7.1.

Regimul de frecare semifluidă este tranzitoriu apărînd la pornirea și oprirea lagărului sau în caz accidental, la sarcini dinamice mari : $\mu = 0{,}01 - 0{,}3$.

Frecarea fluidă sau lichidă are loc cînd între suprafețele în mișcare există un strat continuu de lubrifiant, contactul direct local fiind exclus. În acest caz nu apare deformarea plastică a asperităților și nici uzura.

În domeniul frecării fluide, frecarea are loc între păturile de lubrifiant. Legea lui Newton determină eforturile tangențiale dintre straturile de lubrifiant :

$$\tau = \eta \frac{dv}{dy}, \tag{7.1}$$

unde :

η este viscozitatea dinamică absolută ;

$\frac{dv}{dy}$ — gradientul vitezei în raport cu direcția perpendiculară pe cea a deplasării.

În domeniul frecării fluide, pentru crearea păturii de lubrifiant, este importantă viscozitatea și parametrii ce condiționează frecarea fluidă.

În practică se tinde la realizarea frecării lichide, în cazul căreia coeficientul de frecare μ este cuprins între limitele : $\mu = 0{,}001 - 0{,}05$.

7.1.2. Starea de ungere și uzura

O ungere eficace se obține dacă, în pelicula de lubrifiant continuă se creează o presiune suficientă, care să suporte permanent forța exterioară. Stratul de fluid poate rezista acestei sarcini fără să fie expulzat, datorită fenomenelor la care participă două proprietăți importante ale lubrifianților : viscozitatea și aderența.

În funcție de acțiunea preponderentă a uneia din aceste proprietăți, ungerea se poate clasifica astfel :

— ungere prin viscozitate ;

Scanned with OKEN Scanner

— ungere prin aderenţă (apare cînd grosimea stratului de lubrifiant e redusă mult şi ungerea vîscoasă nu mai poate avea loc) ;

— ungere mixtă.

Ungerea mixtă este o îmbinare a ungerii vîscoase cu cea aderentă ; suprafeţele de alunecare sînt foarte apropiate, încît, în unele zone de contact, există un strat separator de lubrifiant, menţinut prin acţiunea aderenţei de suprafaţa metalică.

Prin *proces de uzare* se înţelege orice pierdere de material de pe suprafeţele solide în frecare, avînd ca urmare modificarea dimensiunilor, a formei geometrice şi a jocurilor. Acest proces apare ca un fenomen complex datorat unor cauze diverse şi determinat de un număr mare de factori şi condiţii (proprietăţi mecanice, particularităţile micro- sau macrogeometrice ale suprafeţelor, parametrii funcţionali, calitatea ungerii, lubrifianţii folosiţi).

În funcţie de natura lor, fenomenele care intervin în procesele de uzură se pot încadra în trei clase fundamentale : termofizice, mecanice şi chimice.

Tipuri de uzură reprezentative sînt :

— uzura de aderenţă sau de contact ;

— uzura abrazivă ;

— uzura corozivă ;

— uzura prin oboseală superficială.

La un cuplu de frecare se întîlnesc toate sau majoritatea acestor tipuri principale de uzură, însă accidental, la un moment dat, acţiunea uneia poate deveni preponderentă, viteza sa depăşind pe a celorlalte procese ce se desfăşoară pe suprafeţele metalice în frecare.

Uzura de aderenţă, sau de contact, apare cînd în procesul de frecare piesele nu sînt separate complet de filmul de lubrifiant (ungere insuficientă, sau se foloseşte un lubrifiant cu viscozitate prea mică).

Mecanismul uzurii de contact se bazează pe sudarea şi ruperea punţilor de sudură ce apar între asperităţile opuse, care vin în contact în punctele unde filmul de lubrifiant e întrerupt. Asperităţile suportă pe vîrfurile lor sarcini foarte mari, sub efectul cărora suferă o deformare plastică. Deformarea plastică este însoţită aproape întotdeauna de microsudura punctiformă a vîrfurilor asperităţilor opuse. Forţa de frecare rezultă din efortul depus pentru forfecarea acestor microsuduri prin deplasarea relativă a suprafeţelor, iar uzura adezivă este o consecinţă a acestui proces (Scuffing). Ca urmare a acestui proces de forfecare a asperităţilor se dislocă particule de material.

Funcţie de calitatea suprafeţelor, de natura materialelor şi a sarcinilor şi viteza de alunecare, uzarea poate avea loc în domeniul de la o roadere a asperităţilor, corespunzătoare rodajului, la un proces autoaccelerat, corespunzător gripării suprafeţelor (avariere profundă) şi cauzat de încălzirea excesivă a zonei de frecare pînă la topirea materialului. Gripajul este denumit şi uzură termică sau de aderenţă de gradul II. Profunzimea procesului de gripaj este de ordinul 0,005—0,080 mm, zonă în care se produc schimbări radicale ale proprietăţilor mecanice şi structurale ale materialului.

Factorii care intervin în uzura de aderenţă sînt :

a) *Legaţi de natura materialului :* compoziţia chimică, structura, constituenţi metalografici, duritate.

Scanned with OKEN Scanner

Susceptibilitatea lor la sudare e influenţată de grădul de adeziune reciprocă a materialelor de contact, de capacitatea lor de a forma aliaje.

b) *Legaţi de condiţiile de exploatare:* sarcină, viteză, temperatură.

Regimul termic e influenţat de sarcină şi viteză şi poate favoriza apariţia pe suprafeţele metalice în frecare a următoarelor fenomene:

— microsudură în punctele de contact (Scuffing);

— formarea unei pelicule de oxid;

—formarea stratului Belby (strat complex, constituit din cristale sfărîmate, oxigen absorbit etc., care se comportă ca un strat dur de protecţie).

c) Alţi factori ce influenţează uzura de contact: rugozitatea, natura mediului ambiant etc.

Pentru evitarea gripajului şi respectiv a uzurii adezive este necesar să se asigure o ungere hidrodinamică, o calitate corespunzătoare a uleiului, o prelucrare îngrijită a suprafeţelor, precum şi execuţia unui rodaj corect, deoarece în această perioadă există pericolul cel mai mare de gripare.

Uzura abrazivă este procesul de degradare intensă a suprafeţelor solide în frecare prin acţiunea mecanică de aşchiere sau tăiere la care participă asperităţile dure din masa eterogenă a materialelor, sau particulele abrazive rezultate în urma unui poces de uzură de contact, sau provenite din exterior. Se manifestă prin deformări plastice locale, microzgîrierea şi microaşchierea suprafeţelor de frecare. Deci, uzura abrazivă constă în alunecarea şi pătrunderea particulelor abrazive dure între suprafeţele solide de contact, provocînd deteriorări superficiale.

Factorii ce influenţează uzura abrazivă sînt: natura materialelor, natura abrazivului, factorii funcţionali.

Limitarea uzurii abrazive se poate face prin durificarea suprafeţelor, etanşarea maşinilor şi mecanismelor, exploatarea şi întreţinerea lor îngrijită şi prin utilizarea unor filtre în circuitul uleiului.

Uzura corozivă este rezultatul atacului chimic sau electrochimic asupra suprafeţelor metalice, care pot diminua rezistenţa mecanică a structurii superficiale.

De obicei uzura de coroziune însoţeşte uzura de oboseală superficială intensificînd-o.

Factorii care intervin în procesul de uzură corozivă sînt: lubrefianţii, aditivii, combustibilul, condiţiile de funcţionare şi cele tehnologice, natura materialelor, temperaturile etc.

Pentru o imagine mai clară a uzurii de coroziune se prezintă următoarele forme de uzuri:

— coroziunea chimică;

— coroziunea electrochimică;

— coroziunea mecano-chimică.

Referitor la coroziunea chimică, aceasta se datoreşte reacţiei de oxidare care are loc numai prin contactul metalului cu oxigenul liber şi cu oxigenul legat (de exemplu cu CO_2), fapt care constituie una din principalele cauze ale coroziunii, în special la temperaturi ridicate.

Coroziunea electrochimică este condiţionată de factorii:

— existenţa unor combinaţii de metale diferite, fapt care permite apariţia unei diferenţe de potenţial;

— legătura galvanică între cele două piese;

Scanned with OKEN Scanner

— prezenţa unui lichid ionizabil sau a unui corp solid cu proprietăţi similare, coroziunea chimică fiind direct proporţională cu conductivitatea electrică a acestui mediu.

Metalele şi aliajele se clasifică în funcţie de proprietăţile lor electrochimice, în serii galvanice (tab. 7.1).

Tabelul 7.1. Seria galvanică

Clasificarea metalelor şi aliajelor în funcţie de proprietăţile lor electro-chimice

Magneziu	Inconel (activ)
Aliaje de magneziu	Alamă
Zinc	Cupru
Aluminiu 28	Bronzuri
Cadmiu	Aliaje cupru-nichel
Aluminiu 17 ST	Aliaj monel
Fier sau oţel	Nichel (pasiv)
Fontă	Inconel (pasiv)
Oţel crom (activ)	Oţel crom (pasiv)
Oţel 18—8 crom-nichel (activ)	Oţel 18—8 crom-nichel (pasiv)
Oţel 18—8—3, crom-nichel-molibden (activ)	Oţel 18—8—3 crom-nichel-molibden (pasiv)
Aliaj plumb-staniu	Argint
Plumb	Grafit
Staniu	Aur
Nichel (activ)	Platină

Notă:

Metalele şi aliajele situate în partea stîngă a tabelului devin anozi, curentul circulînd spre cele din partea dreaptă din tabel. Metalele şi aliajele care se corodează mai mult sînt cele anodice.
Metalele şi aliajele situate în partea dreaptă, devin catozi alcătuind aşa-zisa zonă de protecţie contra coroziunii.

Metalul sau aliajul situat în partea stîngă a tabelului devine anod, curentul circulînd spre cel situat la partea dreaptă a tabelului. Metalul sau aliajul ce se corodează mai mult este cel mai apropiat de terminaţia anodică.

Efectul coroziv al lubrifianţilor este de natură electrochimică datorită unor substanţe active ce le conţine, ca: oxigen, compuşi ai sulfului, aditivi etc. Efecte corozive puternice se obţin în cazul prezenţei în lubrifianţi a unor cantităţi mici de apă, viteza de coroziune crescînd cu temperatura şi cu umiditatea. Absorbţia oxigenului se măreşte prin creşterea temperaturii, prin scăderea viscozităţii lubrifiantului şi prin creşterea activităţii acestuia, lubrifiantul contribuind atît la oxidarea suprafeţelor pieselor în frecare cît şi la degradarea lubrifianţilor şi aditivilor, cînd rezultă diferiţi compuşi corozivi. Pentru limitarea acestor acţiuni distructive se utilizează aditivi antioxidanţi şi anticorozivi.

Sulful din unii aditivi poate fi de asemenea coroziv, de exemplu bisulfura de molibden, care în prezenţa umidităţii poate genera acid sulfuric, atacînd suprafaţa metalului.

Coroziunea mecano-chimică se clasifică după natura solicitărilor şi anume:
— coroziunea de tensionare datorită solicitărilor mecanice statice;
— coroziunea de oboseală datorită solicitărilor alternante;
— coroziunea tribo-chimică, ca o consecinţă a solicitărilor de frecare a corpurilor.

Scanned with OKEN Scanner

Primele două grupe fiind mai puţin studiate, se va expune ultima, adică coroziunea tribo-chimică. Această problemă a fost abordată de o serie de cercetători ca: M. Fink [58], Thiessen [58], Heinemann [58], cu următoarele concluzii:

— în frecarea pieselor sînt posibile şi reacţii chimice;

— vitezele reacţiilor chimice în timpul funcţionării sînt mai mari ca cele în repaus;

— în repaos reacţiile chimice continuă.

Solicitările tribo-chimice se manifestă mai intens în domeniul lubrificaţiei mixte şi limită.

În general frecarea intensifică efectele corozive ale lubrifiantului modificînd starea suprafeţelor de frecare, şi anume prin:

— mărirea rugozităţii;

— modificarea compoziţiei procentuale;

— acumularea produşilor de coroziune etc.

Componenţa mecanică a procesului de uzare şi în special abraziunea produce modificări ale stării suprafeţei.

Omogenitatea stratului superficial are de suferit în condiţiile uzării adezive (transfer de material) cît şi a uzării de abraziune (incluziuni nemetalice înglobate). Se mai remarcă deformări elastice reziduale asemănătoare coroziunii de tensionare, iar în substrat pot apărea deformări plastice.

Toate aceste fenomene au ca efect intensificarea procesului de coroziune prin formarea unor celule galvanice, accelerînd atacul în fisuri, pori etc.

Viteza de reacţie creşte cu temperatura, mai ales la temperaturi mari, de peste 700°C.

Se menţionează că sulful din lubrifianţii pe bază de sulf produce un atac coroziv care nu se limitează doar la suprafaţa de frecare, ci pătrunde în adîncime, fapt care face ca aditivii pe bază de sulf — în ultimul timp să se utilizeze din ce în ce mai rar [58].

De asemenea reacţiile tribochimice au un efect defavorabil asupra stabilităţii lubrifiantului, determinînd îmbătrînirea lubrifiantului, cauzată atît de frecare cît şi de efectul catalitic al particulelor de uzură.

Pe baza celor arătate mai sus se pot concluziona următoarele:

— uzura de coroziune este un fenomen complex datorită acţiunii combinate a factorilor mecanici şi chimici asupra pieselor în frecare;

— lubrifiantul are influenţă asupra uzării de coroziune, acesta putînd acţiona atît ca izolator, cît şi ca element coroziv, deoarece variază în timp, prin îmbătrînire;

— reducerea uzării se face în mod controlat prin utilizarea unor aditivi în lubrifiantul de bază.

Pentru combaterea coroziunii este necesar să se influenţeze asupra factorilor ce o cauzează, după cum urmează; aditivarea uleiurilor cu substanţe alcaline care neutralizează acizii ce se formează în timpul funcţionării în lubrifianţi, acoperirea suprafeţelor de frecare cu straturi protectoare rezistente la coroziune etc.

Uzura prin oboseală superficială. Pentru a se produce acest tip de uzură este suficientă prezenţa simultană a doi factori:

— forţa alternativă;

— un mediu lichid care să mijlocească acţiunea acestei forţe asupra suprafeţei.

Scanned with OKEN Scanner

Fenomenele sub care se manifestă acest tip de uzură sînt :

— uzura prin ciupituri (pitting);

— exfolierea — desprinderea de solzi de material (exemplu la came) ;

— cavitaţia — sub acţiunea forţelor hidrodinamice pulsatorii se adîncesc fisurile ;

— coroziunea de fretare.

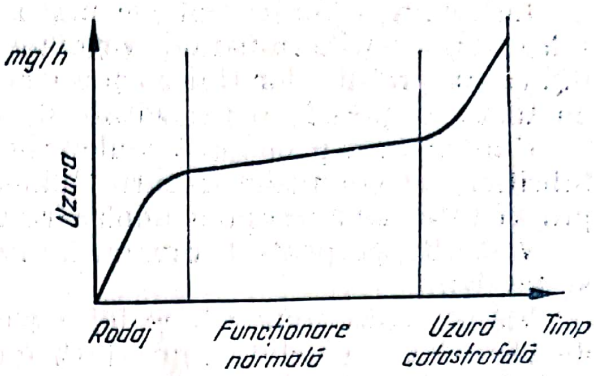


Fig. 7.2. Curba de uzură.

Uzura prin ciupituri se întîlneşte mai ales la frecarea de rostogolire şi e determinată de deformaţia plastică şi de tensiunile interne ale straturilor superficiale — fenomene specifice oboselii materialelor.

Explicaţia apariţiei uzurii prin ciupituri (pittingului) cuprinde următoarele aspecte :

— existenţa tensiunilor de compresiune şi forfecare care iau naştere sub acţiunea efortului transmis la rostogolire şi la alunecarea simultană a suprafeţei, acestea atingînd valori de 100 — 150 daN/mm².

— prezenţa tensiunilor remanente ce se formează ca urmare a prelucrării mecanice a suprafeţelor, care ating valori de 150 — 200 daN/mm².

Fisurile se dezvoltă sub efectul forţelor tangenţiale şi a lubrifiantului, pînă la desprinderea particulelor de material, apărînd ciupituri.

Cînd procesul are loc sub acţiunea combinată a rostogolirii cu alunecarea şi a unui proces coroziv, uzura formată este o coroziune de fretare.

Coroziunea combinată cu oboseala mecanică este periculoasă pentru că în aceste condiţii nu mai poate fi stabilită o limită reală de rezistenţă la oboseală a materialului.

Uzura de oboseală poate fi atenuată prin durificarea suprafeţelor, prelucrarea îngrijită a pieselor şi asigurarea unei ungeri corecte etc.

Uzura privită ca evoluţie în timp se poate prezenta astfel :

— uzura de rodaj, care este o roadere uniformă a rugozităţilor şi determină netezirea suprafeţelor ;

— uzura normală propriu-zisă ; creşte încet în timpul funcţionării îndelungate ;

— uzura catastrofală ; duce la modificări dimensionale şi de formă a piesei.

În figura 7.2 se redă curba de uzură în funcţie de timp.

7.1.3. Materiale de ungere. Uleiuri şi lubrifianţi solizi

Pentru a diminua efectele frecării în lagăre, se utilizează lubrifianţi care trebuie să separe cît mai complet suprafeţele de frecare. Lubrifianţii servesc totodată la evacuarea căldurii datorate frecării şi la protejarea anticorozivă a suprafeţelor în contact.

După starea lor fizică, lubrifianţii se împart în :

— lubrifianţi lichizi (uleiuri) ;

— lubrifianţi consistenţi (unsori) ;

— lubrifianţi solizi.

Scanned with OKEN Scanner

Lubrifianţii lichizi sînt cei mai întrebuinţaţi. Ca lubrifianţi lichizi se folosesc: uleiurile minerale, vegetale şi animale. Ultimele două categorii, din cauza preţului lor ridicat şi a instabilităţii chimice, se folosesc mai rar cu toate că posedă o capacitate de lubrificare foarte mare.

Proprietatea principală a uleiurilor, care determină capacitatea lor de lubrifiere în condiţiile frecării fluide, este viscozitatea. Viscozitatea este proprietatea de a se opune deplasării unui strat de lichid în raport cu altul.

Viscozitatea poate fi dinamică (absolută), cinematică, relativă (Engler) şi Saybolt.

Viscozitatea dinamică se foloseşte în calculul hidrodinamic. Unitatea de viscozitate absolută reprezintă forţa necesară pentru deplasarea cu o viteză egală cu unitatea a unei suprafeţe avînd aria egală cu unitatea, în raport cu altă suprafaţă, separată printr-un strat de lichid cu grosimea egală cu unitatea.

În sistemul M Kf S, unitatea de măsură pentru viscozitatea dinamică este kgf s/m^2.

În sistemul CGS, unitatea de măsură este Poise-ul (P) sau centipoise-ul (cP):

$$1\text{P} = 100\ \text{cP} = 0{,}0102\ \text{kgf s/m}^2;$$

$$1\ \text{cP} = 1{,}02 \cdot 10^{-4}\ \text{kgf s/m}^2.$$

Viscozitatea cinematică ν este determinată prin timpul de scurgere a unei cantităţi date de ulei printr-un tub capilar, sub acţiunea forţei de gravitaţie. Viscozitatea cinematică depinde de densitate şi reprezintă raportul dintre viscozitatea dinamică şi densitate,

$$\nu = \frac{\eta}{\rho}. \tag{7.2}$$

Unitatea de măsură pentru viscozitatea cinematică în sistemul CGS este cm^2/s şi poartă denumirea de stokes. Mai des se utilizează o unitate de 100 ori mai mică, notată cu cSt (centistokes).

Pentru trecerea de la viscozitatea dinamică absolută (în kgf s/m^2) la cea cinematică (în cSt) se foloseşte relaţia

$$\nu = \frac{9807\,\eta}{\gamma}\ [\text{cSt}]. \tag{7.3}$$

unde γ este greutatea specifică [kgf/cm^3], ale cărei valori coincid cu ale densităţii ρ exprimată în unităţi CGS.

În tabele se indică de obicei viscozitatea uleiurilor la temperaturi de 50°C sau 100°C.

Viscozitatea uleiurilor variază mult cu temperatura.

La o temperatură oarecare t, viscozitatea relativă η se determină cu aproximaţie, în funcţie de viscozitatea η la temperatura t_0 a mediului ambiant, cu relaţia

$$\eta = \eta_{t0} \left(\frac{t_0}{t}\right)^m \tag{7.4}$$

unde exponentul $m = 2{,}6 \ldots 3$.

Scanned with OKEN Scanner

Uneori se indică variaţia viscozităţii η funcţie de temperatură în diagrame.

Viscozitatea uleiului variază şi cu presiunea p, după cum arată relaţia :

$$\eta_p = \eta\, e^{\alpha p}, \tag{7.5}$$

unde

η este viscozitatea uleiului la presiunea atmosferică

α — coeficient care în funcţie de calitatea lubrifiantului are următoarele valori : $(13-35)\ 10^{-4}$.

Pentru alegerea uleiurilor prezintă importanţă următoarele proprietăţi :

— viscozitatea şi aderenţa ;

— punctul de inflamabilitate (150—250°C) ;

— punctul de ardere să fie cu 20—60°C mai ridicat decît punctul de inflamabilitate ;

— punctul de solidificare sau congelare ;

— conţinutul de acizi să nu depăşească 0,07 % ;

— conţinutul în apă să fie mai mic de 0,05 % ;

— conţinutul în cenuşe să nu întreacă 0,2 — 2‰.

Proprietăţile uleiurilor pot fi mult îmbunătăţite prin adăugarea unor substanţe aditivante în proporţie de 0,01—5 %.

Mecanismul de acţiune a diverşilor aditivi se bazează pe formarea unor pelicule superficiale rezistente la gripare sau la presiuni mari. În cazul uleiurilor, STAS-urile 1080-73 şi 1666-73 indică terminologia şi unităţile de măsură ale viscozităţii şi respectiv conversiunea unităţilor de viscozitate. STAS-ul 871-68 indică clasificarea, simbolizarea, caracteristicile specifice ale uleiurilor şi indicaţiile de utilizare.

O altă categorie de lubrifianţi cuprinde grupa unsorilor consistente, care se obţin prin îngroşarea lubrifianţilor lichizi cu agenţi de îngroşare speciali (săpunuri de calciu, sodiu şi litiu sau hidrocarburi de tipul parafinei şi cerezinei). Unsorile consistente utilizate în practică sînt standardizate : STAS 562-71 ; 1608-72 ; 2721-71 şi 3990-56.

Cele mai importante caracteristici ale lubrifianţilor consistenţi sînt următoarele :

— punctul de picurare (temperatura la care începe să picure lubrifiantul, sub acţiunea propriei sale greutăţi), care caracterizează rezistenţa termică a lubrifianţilor ;

— stabilitatea la umiditate, adică menţinerea proprietăţilor în contact cu apa ;

— penetrarea, determinată după adîncimea de cufundare în lubrifianţi a unui con special în timp de 5 secunde şi care caracterizează consistenţa lubrifiantului.

Lubrifianţii consistenţi prezintă avantaje comparativ cu uleiurile, cum ar fi : etanşarea mai uşoară a ansamblurilor de frecare, se pot menţine în straturi suficient de groase pe suprafeţele verticale, se aplică şi se curăţă uşor şi de aceea sînt indicaţi pentru conservarea de lungă durată şi permit punerea rapidă în funcţiune a maşinii. Viscozitatea unsorilor consistente variază mult cu temperatura şi din această cauză ele sînt indicate la ansambluri unde căldura degajată în lagăr este mică, spre exemplu : subansambluri deschise de frecare, subansambluri greu etanşabile, sau greu accesibile,

Scanned with OKEN Scanner

la mecanismele ce funcţionează într-un interval larg de regimuri de exploatare şi pentru conservarea de lungă durată a pieselor.

Lubrifianţii solizi se utilizează în cazul presiunilor foarte ridicate, contribuind la menţinerea filmului subţire de lubrifiant. Dintre lubrifianţii solizi, cei mai folosiţi în practică sînt grafitul coloidal şi bisulfura de molibden, teflonul şi chiar metale moi, ca Au, Ag, Pb etc. Aceştia se folosesc în cazurile cînd în mod normal nu este posibil să se asigure o frecare hidrodinamică şi de obicei se introduc sub formă de adaosuri la uleiuri, asigurînd astfel o funcţionare îndelungată a cuplului în frecare fără ungere cu lubrifiant lichid.

Grafitul coloidal umple microneregularităţile suprafeţei în frecare, formînd suprafeţe grafoide, care se caracterizează printr-o netezime de oglindă.

Bisulfura de molibden are proprietatea de a forma pe suprafeţele în frecare pelicule rezistente care pot suporta presiuni foarte mari. Bisufura de molibden contribuie la diminuarea coroziunii de contact şi evită gripajul.

Teflonul este un material sintetic care se aplică în straturi foarte subţiri pe suprafaţa fusului sau a cuzinetului, putînd fi considerat ca un lubrifiant solid care rezistă la temperaturi de ordinul a 250°C—300°C.

7.1.4. Influenţa lubrifianţilor la avarierea unor organe de maşini

7.1.4.1. Generalităţi

Mărirea gradului de mecanizare şi automatizare impune o funcţionare sigură a organelor de maşini, deoarece altfel, costurile deranjamentelor de exploatare, datorate avariilor, ar creşte foarte mult şi ar produce pagube considerabile.

Ţinînd seama de cele arătate, se desprind două concluzii :

— să se impună condiţii preventive foarte severe cu scopul ca eventualele avarii să fie previzibile, ceea ce înseamnă că un organ de maşină pentru care există un pericol potenţial de avariere să poată fi înlocuit la timp, înainte de distrugerea lui ;

— în cazul unei avarii, să se stabilească repede şi cît mai univoc cauza avariei, pentru ca pe viitor să se evite distrugerea respectivă.

În multe cazuri problema este foarte complexă şi adesea se indică lubrifiantul ca fiind răspunzător pentru avaria constatată.

Totuşi, de mai mult timp, există tendinţa pentru o diferenţiere a avariilor la diferitele organe de maşini în :

— avarii datorite erorilor de proiectare, de material şi de tehnologie ;

— avarii datorite greşelilor de întreţinere curentă, de reparaţii, de solicitări excesive şi mai ales inexistenţei unor măsuri de semnalizare care ar putea evita distrugerea ;

— utilizarea de lubrifianţi necorespunzători, care de fapt constituie o eroare de întreţinere.

Se poate concluziona că motivarea uzuală de a se atribui lubrifiantului avaria respectivă nu poate fi întotdeauna justificată, îngreunîndu-se astfel explicarea cauzei avariei.

Scanned with OKEN Scanner

Este deci necesară o analiză obiectivă a procesului de avarie, pentru a depista în mod sigur cauzele care au provocat avaria provenită, fie din fabricaţie, fie din exploatare.

În cele ce urmează se va arăta pe exemple concrete că nu în toate cazurile lubrifiantul contribuie la apariţia unei avarii.

Pentru ca un lubrifiant să-şi îndeplinească în mod ireproşabil diferitele sale funcţiuni, trebuie ca acesta să aibă calitatea cerută şi să fie disponibil în cantitate suficientă la momentul potrivit şi la locul corespunzător. În caz contrar, organul de maşină va trebui să lucreze cu o ungere insuficientă. O problemă importantă o poate constitui faptul că, chiar dacă nu există erori condiţionate de fabricaţie şi de exploatare, adesea se întîmplă, chiar şi în cazul unui lubrifiant corespunzător, să fie alimentat în cantitate insuficientă un loc de ungere, de la care organul de maşină nu poate prelua lubrifiantul necesar, sau soluţia constructivă aleasă nu permite ca lubrifiantul necesar pentru exploatare să pătrundă în jocul clinoidal, sau să rămînă timp suficient în acest interstiţiu. Este deci necesar să se facă deosebirea dintre conducerea corectă exterioară şi interioară a lubrifiantului.

7.1.4.2. Exemple de avarii datorite lubrifiantului

Lagărele de rulare cu bile de la o instalaţie de transport circular, de la un cuptor reversibil pentru emailare, s-au deteriorat din cauza funcţionării uscate, după un timp de funcţionare de cîteva săptămîni. Acestea erau etanşate şi umplute cu o unsoare siliconică, precum şi cu o umplutură de negru de fum pentru durată. Funcţionarea lagărelor astfel unse putea fi efectuată la o temperatură de 250°C. Deşi lagărele au funcţionat doar la temperatura de 160°C, după cum s-a constatat, iar sarcina n-a crescut peste limita admisibilă, lagărele s-au blocat şi deteriorat. Drept cauză a avariei a fost stabilită în mod univoc funcţionarea uscată. După mai multe verificări în funcţionare cu acelaşi lubrifiant, s-au constatat aceleaşi avarii.

Din aceste rezultate trebuie trasă concluzia că, în condiţiile existente, unsoarea consistentă era neadecvată pentru menţinerea unei ungeri ireproşabile, deoarece aceasta nu s-a răspîndit pînă la suprafeţele în frecare, iar pelicula de lubrifiant existentă iniţial pe căile de rulare a fost împinsă după un timp relativ scurt spre capac şi nu a mai fost înlocuită.

În cazul unui angrenaj compus din roţi dinţate cilindrice, s-au gripat dinţii, la o viteză periferică de 8,3 m/s şi la un moment de rotaţie de 54,5 daN.m, într-un interval de 15 minute. Reducîndu-se momentul de răsucire la 45,9 daN.m, nu s-au mai gripat dinţii. Avaria s-a produs datorită calităţii necorespunzătoare a uleiului.

La un angrenaj melcat (melcul din oţel aliat şi roata melcată din bronz) s-a constatat, după utilizarea unui alt lubrifiant, nişte depuneri în straturi groase, analiza chimică stabilind că acestea erau componente oxidate ale uleiului respectiv. Temperatura de funcţionare a fost de maximum 110°C, temperatură la care uleiul n-a avut stabilitatea necesară la oxidare. În cazul de faţă nu pot fi excluse efectele de accelerare a oxidării pe care le au curenţii vagabonzi de origine galvanică. Roata melcată a fost distrusă, iar cauza acestei avarii a fost uleiul necorespunzător, atît din punct de vedere al compoziţiei chimice, cît şi al viscozităţii.

Scanned with OKEN Scanner

Un motor Diesel de 270 CP, după cca 1 900 ore de funcţionare, s-a deteriorat complet. La demontarea motorului s-a constatat că inelele deflectoare şi segmenţii de compresiune se înţepeniseră la toate cele şase pistoane, din cauză că toate canalele erau înfundate cu produsele cocsificării uleiului. În plus, pe mantaua pistonului şi pe suprafaţa activă a cilindrului respectiv s-au ivit uzări.

După recondiţionarea motorului şi după efectuarea umplerii cu ulei de aceeaşi calitate, s-au produs aceleaşi uzări, după numai 500 ore de funcţionare. Avaria s-a produs în exclusivitate din cauza unui ulei de motoare necorespunzător.

Din cazurile de avarii expuse, se poate concluziona importanţa alegerii corecte a lubrifianţilor pentru o corectă funcţionare a diferitelor organe de maşini în frecare.

7.2. FUSURI ŞI PIVOŢI

7.2.1. Clasificarea fusurilor

Fusurile sînt părţi componente ale arborilor şi osiilor, care permit rotaţia acestora în jurul axei lor geometrice, servind în acelaşi timp şi la rezemarea lor în lagăre.

Clasificarea fusurilor arborilor se poate face după mai multe criterii, şi anume :

1. După destinaţia lor :
— fusuri pentru arbori orizontali (fig. 7.3) ;
— fusuri pentru arbori verticali-pivoţi (fig. 7.4).
2. După modul de acţionare a forţei asupra lor :
— fusuri solicitate de forţe perpendiculare pe axa lor (fusuri radiale) ;
— fusuri solicitate de forţe axiale (pivoţi) ;
— fusuri combinate, solicitate de forţe radial-axiale.
3. După poziţia lor pe arbore (fig. 7.3) :
— fusuri frontale sau de capăt ;
— fusuri intermediare.
4. După forma lor constructivă :
a) Fusuri axiale :
— cu suprafaţa de contact circulară plină ;
— cu suprafaţa de contact inelară ;
— canelate ;
— sferice.
b) Fusuri radiale :
— fusuri cilindrice ;
— fusuri conice (fig. 7.5) ;
— fusuri sferice (fig. 7.6).

Scanned with OKEN Scanner

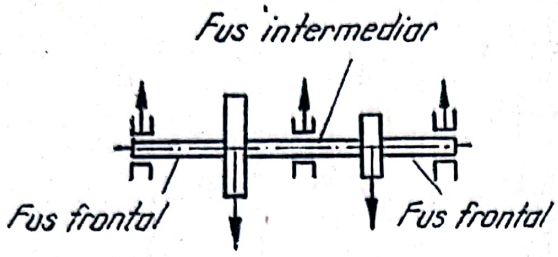


Fig. 7.3. Arbore orizontal cu fusurile respective.

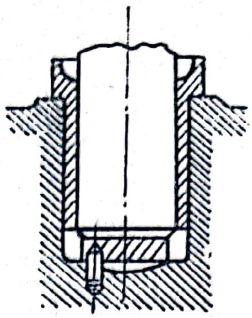


Fig. 7.4. Pivot.

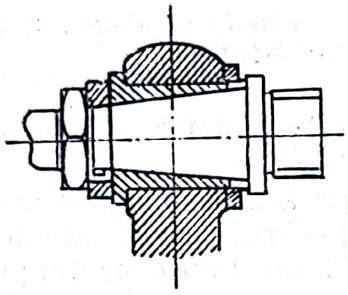


Fig. 7.5. Fus conic.

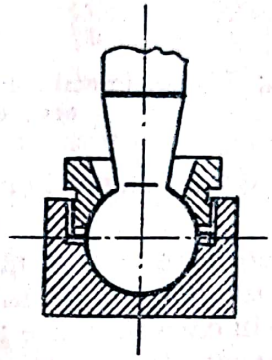


Fig. 7.6. Fus sferic.

7.2.2. Materialul fusurilor

Fusurile, în general făcînd corp comun cu arborii sînt confecționate din același material, așa cum s-a arătat la capitolele 2 și 6.

7.2.3. Calculul simplificat al fusurilor

Acest calcul, așa-zis simplificat, se face pe baza următoarelor ipoteze : coeficientul de frecare se consideră constant, se face abstracție de stratul de lubrifiant și de caracteristicile lubrifiantului. Metoda simplificată de calcul a fost folosită mult timp, adică pînă la apariția mașinilor și agregatelor cu condiții severe de funcționare ca, viteze mari și presiuni mari de contact.

Fusul frontal cilindric face în mod obișnuit corp comun cu arborele *2*. Se sprijină pe cuzinetul *3* care este fixat în corpul lagărului *4* (fig. 7.7).

Dimensiunile caracteristice ale fusului sînt diametrul d și lungimea l. Pentru a împiedica deplasarea arborelui în sens longitudinal (se permite această deplasare numai între anumite limite), fusul este prevăzut la dreapta cu un umăr de înălțimea a și la stînga cu un disc (rozetă) ;

$$a = (0{,}07 \ldots 0{,}1)\ d + (3 \ldots 5)\ \text{mm}.$$

Lățimea rozetei se ia în general

$$b = (1{,}4 \ldots 1{,}5)\ a,$$

Scanned with OKEN Scanner

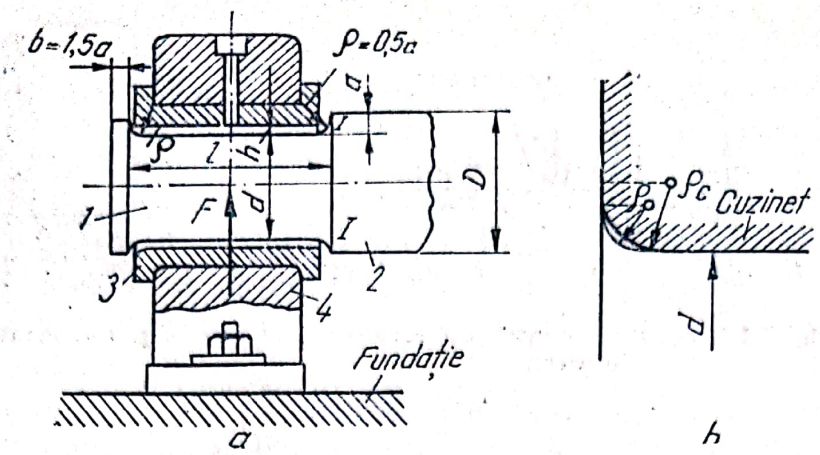


Fig. 7.7. Fus frontal cilindric: *1*) fusul ; *2*) arbore ; *3*) cuzinet ; *4*) corpul lagărului.

iar raza de racordare a fusului cu arborele, respectiv cu rozeta, are valoarea

$$\rho = 0{,}5\ a.$$

Raza de racordare ρ este mai mică decît raza de racordare a cuzinetului ρ_c. Zona de trecere de la diametrul fusului la diametrul arborelui reprezintă locul în care se poate produce ruperea fusului ; din această cauză se va căuta ca aceste treceri să se facă cu o rază de racordare cît mai mare, ținînd seamă de raportul $\frac{d}{D}$. Tabelul 7.2. indică valori uzuale pentru

Tabelul 7.2

Valori uzuale pentru razele de racordare

d [mm]	ρ [mm]	ρ_c [mm]	d [mm]	ρ [mm]	ρ_c [mm]
28	1,5	1,8	290	6	7
68	2	2,5	320	10	12
100	3	4	370	12	14
175	4	5	420	12	14
240	6	7			

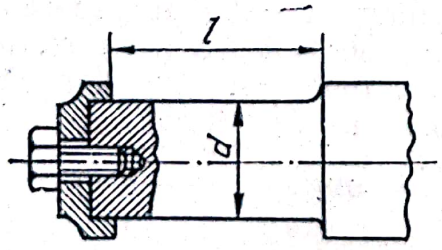


Fig. 7.8. Fus frontal cilindric cu rozeta separată.

razele de racordare ρ și ρ_c, în funcție de diametrul fusului.

Construcția fusului frontal cilindric cu rozetă impune execuția cuzinetului din 2 bucăți (secțiunea făcîndu-se în planul median).

Dacă se folosește cuzinet de tip bucșe, rozeta necesară se va monta ca piesă separată pe fus (fig. 7.8).

7.2.3.1. Calculul fusului frontal cilindric

Fusul trebuie astfel dimensionat, încît să satisfacă următoarele condiții :

a) rezistență în raport cu sarcinile la care este supus ;

b) presiunea specifică între fus și cuzinet să nu depășească limita admisibilă pentru menținerea uleiului ;

c) temperatura lagărului, rezultată din frecare, să nu depășească limita admisibilă pentru buna funcționare.

a) *Condiția de rezistență.* Fusul este asimilat cu o grindă încastrată la un capăt (în arbore) și care este solicitată la încovoiere de către reacțiunea din lagăr. Secțiunea periculoasă se află în locul de trecere între fus și arbore, $I-I$ (fig. 7.7).

Momentul încovoietor în secțiunea I-I :

$$M_i = F\frac{l}{2} = W\sigma_{ai} = \frac{\pi d^3}{32}\sigma_{ai} \cong 0{,}1\ d^3\sigma_{ai}. \tag{7.6}$$

Rezultă

$$d = \sqrt[3]{\frac{32\ M_i}{\pi\ \sigma_{ai}}}. \tag{7.7}$$

Dacă fusul are secțiune inelară,

$$W = \frac{\pi}{32}\frac{d_2^4 - d_1^4}{d_2} \cong 0{,}1d_2^3(1 - K^4), \tag{7.8}$$

unde

$$K = \frac{d_1}{d_2}.$$

Se va determina diametrul exterior d_2 :

$$d_2 = \sqrt[3]{\frac{F\ l}{0{,}2\ (1 - K^4)\sigma_{ai}}}. \tag{7.9}$$

Rezistența admisibil σ_{ai} și coeficientul de siguranță la oboseală se calculează ca la arbori.

Din cauză că nu se cunoaște lungimea fusului l și deci M_i, se utilizează condiția de presiune de contact.

b) *Condiția de presiune specifică.* Se va considera un fus radial de capăt care se reazemă pe un cuzinet semicircular ca în figura 7.9.

Pentru a face calculul simplificat pe baza presiunii specifice de contact se fac următoarele ipoteze :

— cuplul fus-cuzinet este rigid și se poate considera presiunea specifică uniform repartizată pe lungimea fusului și constantă ca mărime ;

— presiunea specifică este uniform repartizată și pe periferia fusului ce vine în contact cu cuzinetul (această ipoteză este aplicabilă în cazul fusului nou).

Scanned with OKEN Scanner

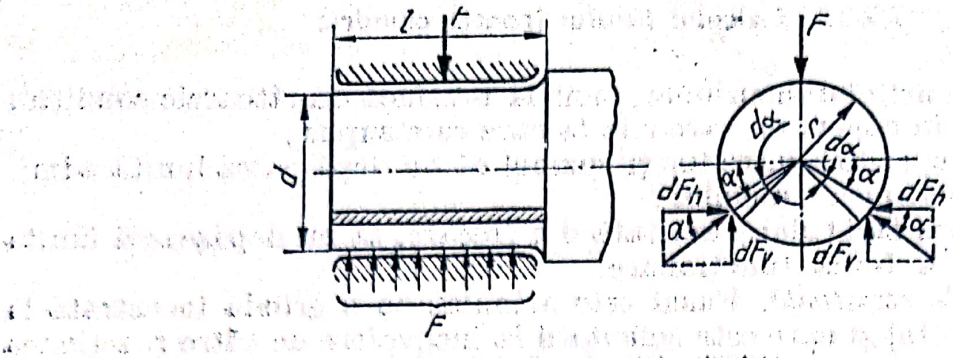


Fig. 7.9. Fus frontal cilindric.

În aceste condiţii se va putea scrie expresia forţei radiale elementare :

$$dF = r\ d\alpha\ lp\ ;$$

$$F = \int_0^{\pi} dF_v = \int_0^{\pi} dF\ \sin\alpha = \int_0^{\pi} r\,d\alpha\ p\,l\ \sin\alpha = prl\int_0^{\pi} \sin\alpha\ d\alpha\ ;$$

$$F = p\,d\,l. \tag{7.10}$$

Din relaţia (7.10) rezultă că presiunea medie p_m este uniform repartizată pe proiecţia ortogonală longitudinală a fusului $d \cdot l$, echilibrînd astfel forţa F.

Cu ajutorul relaţiei (7.10) se face calculul presiunii medii de contact.

Calculul de mai sus nu ţine seamă de influenţa lubrifiantului, a jocului din lagăr, a raportului $\frac{l}{d}$, fapt care face să nu se obţină rezultate care să fie confirmate experimental. După cum se va vedea la capitolul „ungerea hidrodinamică“ presiunea maximă reală între fus şi cuzinet depăşeşte de circa 2—3 ori, chiar de 6 ori, presiunile medii p_m calculate cu relaţia (7.10).

Totuşi, pentru calculul fusurilor se păstrează relaţia (7.10), stabilind valori admisibile pentru p_m.

Pentru a determina dimensiunile fusului, d şi l, se ţine seamă de coexistenţa celor două solicitări : încovoiere şi presiune de contact :

$$M_i = F\frac{l}{2} = 0{,}1\ d^3\ \sigma_{ai} \text{ şi } F = l\ d\ p_a.$$

Dacă se notează raportul $\frac{l}{d} = \alpha$ (parametrul geometric al fusului), rezultă

$$\alpha = \frac{l}{d} = \sqrt{\frac{0{,}2\ \sigma_{ai}}{p_a}}\ . \tag{7.11}$$

Cunoscînd valoarea lui α, se poate determina diametrul fusului,

$$d = \sqrt{\frac{F\alpha}{0{,}2\ \sigma_{ai}}}\ . \tag{7.12}$$

Scanned with OKEN Scanner

Deci, pentru a stabili dimensiunile geometrice ale fusului, se va proceda în următoarea ordine :

— se alege materialul fusului și se stabilește rezistența admisibilă a materialului la încovoiere σ_{ai}. Recomandări se dau în tabelul 7.3 ;

Tabelul 7.3

Valori pentru rezistența admisibilă în funcție de material

Material	Rezistența la rupere [daN/cm²]	Rezistența admisibilă [daN/cm²]		
		Regimul de solicitare I	Regimul de solicitare II	Regimul de solicitare III
Oțel carbon	4 000	1 300	700	400
	5 000	1 700	750	450
	6 000	2 000	950	550
	7 000	2 300	1 100	650
Oțel aliat	8 000	2 700	1 300	750
	10 000	3 300	1 500	900
Oțel turnat	4 000	1 000	500	300
	5 000	1 200	700	400
Fontă cenușie [1]	4 000	650	350	250

Observație :
Regimul de solicitare I — cazul unor eforturi unitare constante sau aproape constante ;
Regimul de solicitare II — în cazul unui ciclu pulsator de variație a eforturilor unitare sau apropiat de acesta ;
Regimul de solicitare III — în cazul unui ciclu de variație a eforturilor unitare simetric sau apropiat de acesta.

[1] Fontă cenușie de bună rezistență, sau fontă cu grafit modular sau vermicular

— se stabilește valoarea presiunii specifice admisibile între materialul fusului și cuzinetului, ținînd seama de valorile date în tabelul 7.4 și de indicațiile cuprinse în tabel ;

— se determină cu relația (7.11) valoarea parametrului α ;

— se calculează diametrul fusului cu relația (7.12) ;

— se calculează lungimea fusului cu relația $l = \alpha d$.

Calculul fusului frontal poate avea și o altă variantă, și anume :

— se alege valoarea parametrului α ;

— se definitivează materialul pentru cuzinet, astfel ca presiunea admisibilă pentru material p_a să satisfacă relația

$$p_a = \frac{0{,}2\ \sigma_{ai}}{\alpha^2} \ ; \qquad (7.13)$$

— se determină cu relația (7.12) diametrul fusului.

c) *Condiția de încălzire.* Frecarea ce apare între fus și cuzinet în timpul funcționării, duce la încălzirea și uzura cuplului fus-cuzinet.

Verificarea la încălzire se face în ipoteza că tot lucrul mecanic de frecare se transformă în căldură. În acest sens se consideră că puterea consumată prin frecare se raportează la 1 cm² din proiecția fusului,

Tabelul 7.4

Valori pentru presiunea admisibilă în funcție de materialul fusului și cuzinetului

Nr. crt.	Materialul fusului și felul prelucrării	Materialul cuzinetului	Ungerea	Funcționarea	Turația	p_a [daN/cm²]
1	Oțel de creuzet călit și foarte bine lustruit	oțel călit căptușit cu compoziție	foarte bună	continuă	foarte mare și mare	150—250
2	Oțel-carbon îmbunătățit, uzinat îngrijit	oțel-carbon căptușit cu compoziție	foarte bună	continuă	mare	130—200
3	Oțel creuzet călit și lustruit	bronz sau bronz căptușit cu metal alb	foarte bună	continuă	foarte mare și mare	90—150
4	Oțel-carbon, lustruit	bronz sau bronz căptușit cu compoziție (metal alb)	bună	continuă	foarte mare și mare	60—90
5	Oțel moale netratat termic și prelucrat îngrijit	bronz necăptușit sau căptușit cu compziție	bună	continuă sau cu intermitență	mare	30—60
6	Oțel moale netratat termic, cu uzinare puțin îngrijită	bronz	bună	cu intermitență	mijlocie	25—30
7	Fontă de calitate sau nodulară, cu uzinare îngrijită	bronz	foarte bună	continuă sau cu intermitență	mare și mjlocie	15—25

deci $P_{f.sp.} = \frac{\mu F v}{dl} = \mu(p_m v)$, unde v este viteza periferică a fusului, $P_{f.sp.}$ este puterea specifică pierdută prin frecare.

Verificarea la încălzire, în cazuri rare, se face cu produsul pv, care se compară cu valorile admise date în tabelul 7.5.

$$[pv] < [pv]_{adm.}$$

Tabelul 7.5

Valori uzuale pentru produsul p_m v

Felul mașinii	$p_m v$ daN/cm²·m/s
Reductoare cu roți dințate și angrenaje melcate	40—80
Transmisii deschise — mers liniștit	30—60
Lagărele osiilor de vagon (de persoane)	35—50
Lagărele osiilor locomotivelor	30—70
Lagărele rotoarelor motoarelor electrice	pînă la 180
Lagărele rotoarelor turbinelor cu abur	pînă la 120
Lagărele arborilor mașinilor-unelte	10—30
Motoare, lagăre cu cuzineți din metal alb	30
Fusuri pentru mașini cu aburi	80—10
Compresoare, pompe	25—35

Scanned with OKEN Scanner

7.2.3.2. Fusul sferic

Fusurile sferice se utilizează în cazul cînd arborii trebuie să execute mişcări de oscilaţie în limitele unui unghi γ.

Calculul de rezistenţă. Fusul sferic se asimilează cu un fus cilindric frontal cu raportul $\alpha = \frac{l}{d} = 1{,}25$.

Diametrul sferei este $d_{sf} = 1{,}4\ d$, d fiind diametrul fusului frontal cilindric de referinţă.

Verificarea la încovoiere a diametrului gîtuirii d_0 se face cu relaţia

$$M_i = Fl_0 = \frac{\pi d_0^3}{32}\ \sigma_{ai}.$$

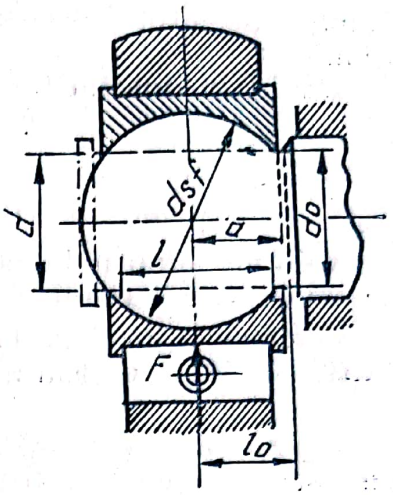


Fig. 7.10. Fus sferic.

Calculul la presiune de contact se face cu relaţia (7.14) din care se verifică p;

$$F = l\ d\ p. \qquad (7.14)$$

Verificarea la încălzire, în cazuri rare se face pe baza produsului $(pv)_a$, care trebuie să rămînă în limitele 8 . . . 10 [daN/cm²·m/s]. Viteza periferică v se va calcula cu diametrul d_{sf}.

7.2.3.3. Fusul intermediar cilindric

Fusul intermediar se execută în corpul arborelui, între cele două fusuri de capăt sau ca în figura 7.11.

Fusul intermediar este solicitat combinat, la încovoiere şi torsiune, la presiunea de contact şi la încălzire.

Calculul de rezistenţă. Fusul intermediar este solicitat la încovoiere de momentul

$$M_i = \sqrt{(F_{R_1}\ l_1)^2 + (F_{t_1}\ l_1)^2}. \qquad (7.15)$$

Momentul de torsiune ce solicită fusul intermediar va fi

$$M_t = F_{t_1}\ R_1. \qquad (7.16)$$

Se va calcula momentul echivalent:

$$M_{te} = \sqrt{(M_i)^2 + (\alpha M_t)^2} = 0{,}1\ d^3\ \sigma_{ai}, \qquad (7.17)$$

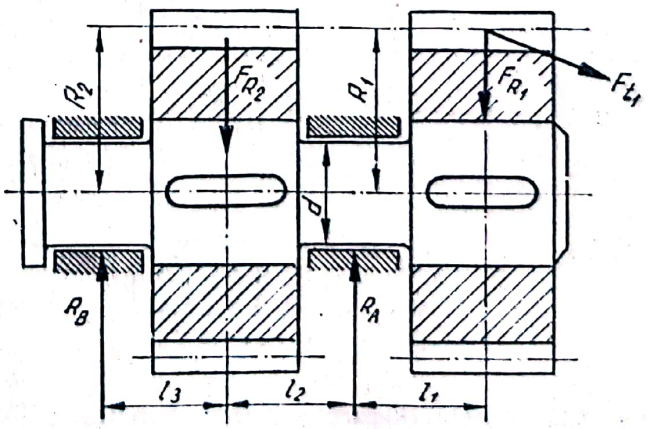


Fig. 7.11. Arbore orizontal cu fus frontal şi intermediar.

unde coeficientul α are aceeași semnificație ca la calculul arborilor solicitați combinat.

Diametrul fusului va fi

$$d = \sqrt[3]{\frac{M_{ie}}{0,1\,\sigma_{at}}}. \tag{7.18}$$

Valorile admisibile pentru rezistența σ_{at} se vor lua pentru cazul de solicitare alternant simetrică în funcție de material.

Calculul la presiune specifică de contact. Pe baza celor notate la paragraful 7.2.3.1. se poate scrie

$$R_A = p\ l\ d, \tag{7.19}$$

de unde

$$p = \frac{R_A}{l\,d} \leqslant p_a. \tag{7.20}$$

Pentru R_A se va lua valoarea maximă (în cazul variației forței R_A).

7.2.4. Calculul simplificat al fusului axial

Fusul axial, numit și pivot, susține arborele vertical pe o suprafață de contact circulară sau inelară după cum se vede în figura 7.12, asigurînd ungerea suprafețelor de frecare.

Fusul axial este supus la următoarele solicitări: compresiune, presiune de contact, încălzire, încovoiere.

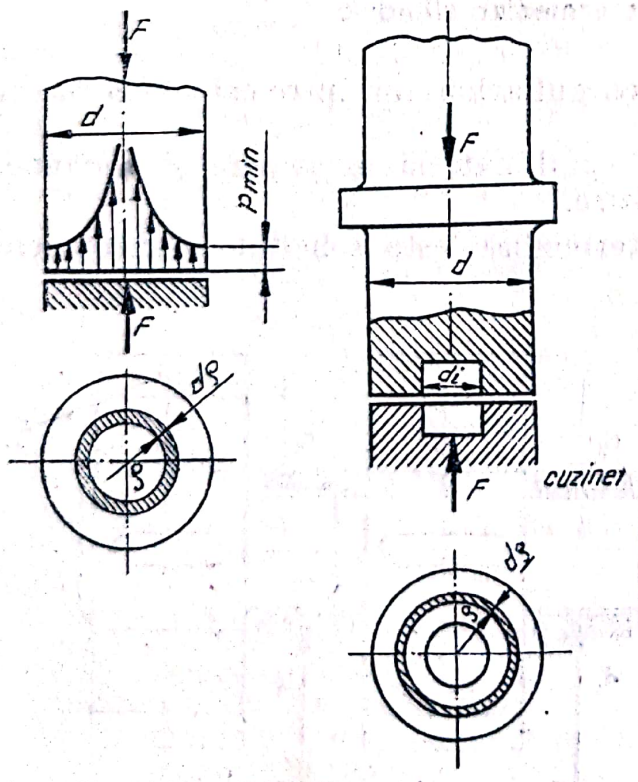


Fig. 7.12. Pivoți. (Repartiția presiunii la fusul cilindric plin).

7.2.4.1. Repartiția presiunii la pivotul circular

În ipoteza că presiunea se repartizează uniform între fus și cuzinet se poate scrie

$$F = \frac{\pi d^2}{4} p_m. \tag{7.21}$$

În realitate însă, această repartiție este valabilă în primele ore de funcționare, după care presiunea pe suprafețele de lucru se repartizează după o curbă care teoretic este o hiperbolă echilateră,

acest fapt rezultînd din următoarele: se consideră un pivot circular și se admite că uzura este proporțională cu lucrul mecanic de frecare. Se poate scrie că, în orice punct al suprafeței de contact, produsul $pv = \text{ct.}$, deci într-un punct situat la raza ρ,

$$p\rho\omega = \text{ct.} \tag{7.22}$$

Deoarece viteza unghiulară ω este constantă, înseamnă că și produsul

$$p\rho = \text{const.} \tag{7.23}$$

Dacă considerăm un element de suprafață inelar la distanța ρ de centrul pivotului și cu lățimea $d\rho$, asupra acestui element acționează forța normală elementară dF:

$$dF = 2\pi\rho d\rho\, p. \tag{7.24}$$

Integrînd între limitele 0 și r, se obține

$$F = \int_0^r 2\pi\rho p d\rho = p\rho 2\pi \int_0^r d\rho = p\rho 2\pi r, \tag{7.25}$$

de unde

$$p\rho = \frac{F}{2\pi r} \tag{7.26}$$

și

$$p_{min} = \frac{F}{2\pi r^2} = \frac{1}{2} p_m, \text{ pentru } \rho = r; \tag{7.27}$$

$$p_{max} = \infty, \text{ pentru } \rho = 0. \tag{7.28}$$

Se vede din relația 7.26 că presiunea crește spre centrul pivotului (pentru $\rho = 0$, $p = \infty$). Curba de variație a presiunii este o hiperbolă echilateră. Datorită creșterii presiunii în zona centrală a pivotului, se va produce o uzură rapidă (ca urmare a strivirii materialului). Pentru a evita acest lucru, pivoții se execută cu o degajare circulară în zona centrală ajungînd astfel la o suprafață de lucru inelară.

La pivotul inelar, pe baza acelorași considerente se poate scrie

$$F = \int_{r_1}^r 2\pi\rho\, d\rho\, p = 2\pi p\rho \int_{r_1}^r d\rho = p\rho 2\pi(r - r_1), \tag{7.29}$$

de unde rezultă presiunea de contact p,

$$p = \frac{F}{2\pi(r - r_1)\rho}. \tag{7.30}$$

Pentru $\rho = r_1$, $p = \dfrac{F}{2\pi(r - r_1)r_1} = p_{max}$. (7.31)

Pentru $\rho = r$, $p = \dfrac{F}{2\pi(r - r_1)\,r} = p_{min}$. (7.32)

În acest caz, repartiţia presiunilor este ca în figura 7.13, evitîndu-se creşterea exagerată a valorii lor. Prin dimensionare corectă, se poate limita $p_{max} < p_a$, în interiorul suprafeţei inelare de contact.

Uleiul se introduce prin zona centrală şi circulă spre zona exterioară.

7.2.4.2. Pivoţi cu inele

Acest tip de pivoţi prezintă mai multe inele de formă dreptunghiulară sau trapezoidală, ca în figura 7.14, *a* şi *b*, pentru a putea prelua forţe axiale mai mari, în condiţiile unor gabarite reduse ale suprafeţelor de lucru.

Numărul inelelor, şi deci al suprafeţelor de lucru, nu se recomandă să fie mai mare de 5—6, deoarece intervin dificultăţi legate de precizia prelucrării lor, existînd posibilitatea neîncărcării uniforme a acestora.

Calculul pivoţilor cu inele se face pe principiile arătate la calculul pivotului cu suprafaţă inelară, dacă se admite ipoteza repartiţiei uniforme a sarcinii axiale F pe cele z inele ale pivotului. Pentru a lua în considerare faptul că există totuşi o încărcare neuniformă a inelelor, se vor accepta valori micşorate ale presiunii admisibile, şi anume $p_a = 8 - 20$ kgf/cm² pentru oţel pe bronz.

Pivoţii cu inele sînt solicitaţi la presiune de contact, la încovoiere şi încălzire.

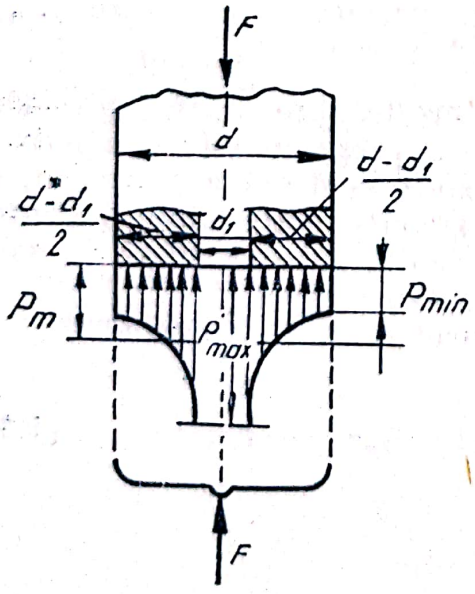


Fig. 7.13. Pivot inelar. (Repartiţia presiunii).

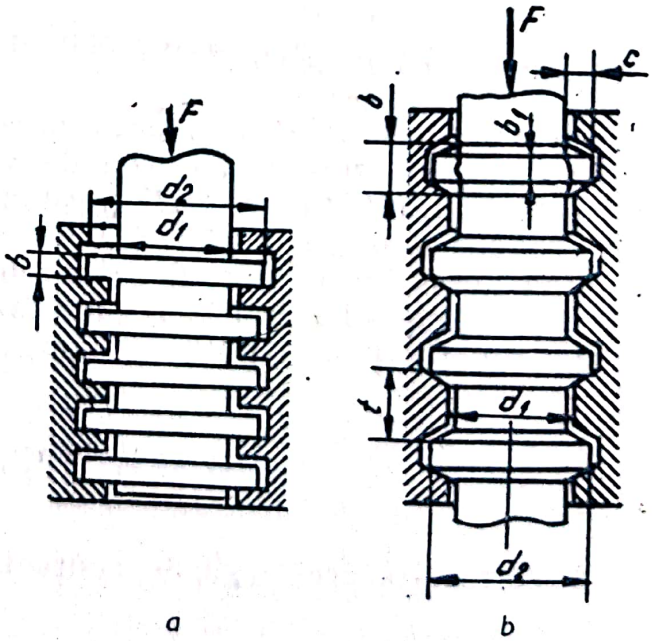


Fig. 7.14. Pivoţi cu mai multe inele.

Cu notațiile din figura 7.14, relația ce exprimă solicitarea la presiune de contact este

$$F = z \frac{\pi}{4} (d_2^2 - d_1^2) p_a. \tag{7.33}$$

Se admite constructiv înălțimea inelului c,

$$c = (0{,}1 - 0{,}3)\ d_1$$

și cum

$$c = \frac{d_2 - d_1}{2} = (0{,}1 - 0{,}3)\ d_1, \tag{7.34}$$

se pot determina dimensiunile diametrelor d_1 și d_2 cu relațiile (7.33) și (7.34).

Solicitarea la încovoiere pentru un singur inel se poate exprima astfel :

$$M_i = \frac{F}{2} \frac{c}{z} = W\ \sigma_{ai} = \frac{\pi d_1 b^2}{6}\ \sigma_{ai}, \tag{7.35}$$

de unde se determină lățimea b a inelului pivotului :

$$b = \sqrt{\frac{6M_i}{\pi d_1 \sigma_{ai}}}. \tag{7.36}$$

În mod analog se verifică la încovoiere grosimea inelului de susținere din lagăr t :

$$M_i = \frac{Fc}{2z} = \frac{\pi d_2 t^2}{6}\ \sigma_{ai}, \tag{7.37}$$

de unde

$$t = \sqrt{\frac{6M_i}{\pi d_2\ \sigma_{ai}}}. \tag{7.38}$$

Dimensiunile inelelor se aleg constructiv, după relațiile empirice : $b = 1{,}25\ b_1$; $b_1 = (1\ \ldots\ 1{,}5)\ c$.

Cu relațiile (7.34) și (7.36) se vor verifica eforturile unitare de încovoiere.

Verificarea la încălzire se poate face și cu ajutorul produsului $(p_m\ v_m)_a$ în care v_m este viteza corespunzătoare razei medii $r_m = \frac{d_1 + d_2}{4}$. În condiții obișnuite de execuție a pivoților se admite $(p_m\ v_m)_a = 6 - 10$ daN/cm^2 · m/s, iar pentru execuții mai îngrijite $(p_m\ v_m)_a = 10 \ldots .20$ da N/cm^2 · m/s.

Aceste tipuri de pivoți cu inele se utilizează la turbinele verticale hidraulice, turbine cu aburi etc.

Scanned with OKEN Scanner

Diametrul d_1 va trebui verificat și la solicitarea de compresiune:

$$F = \frac{\pi d_1^2}{4} \sigma_{ac}. \tag{7.39}$$

Dacă arborele pe care se execută fusul canelat are lungimea mare, se impune determinarea diametrului d_1 din condiția de rezistență la flambaj.

Analizînd critic avantajele și dezavantajele execuției fusului cu inele, se constată că acesta, prezintă dificultăți de prelucrare, necesită o montare precisă, o supraveghere riguroasă în funcționare; altfel poate interveni solicitarea inegală a inelelor și deci o încălzire anormală a lor.

Se urmărește pe cît posibil înlocuirea lor cu rulmenți axiali.

7.2.4.3 Pivoți axial-radiali

Pivoții axial-radiali sînt utilizați în construcția macaralelor rotative și, după cum arată denumirea lor, suportă concomitent sarcini axiale și radiale.

Pivoții axial-radiali sînt solicitați la compresiune, încovoiere, presiune de contact și încălzire.

Avînd în vedere schema de încărcare a pivotului, conform figurii 7.15, se pot scrie relațiile ce exprimă solicitările de mai sus:

Compresiune

$$F = \frac{\pi d_2^2}{4} \sigma_{compr}; \quad \sigma_{compr} = \frac{F}{\frac{\pi d_2^2}{4}}; \tag{7.40}$$

Încovoiere

$$M_i = H\, l_1 = \frac{\pi d_2^3}{32} \sigma_i; \; \sigma_i = \frac{H\, l_1}{\frac{\pi d_2^3}{32}}. \tag{7.41}$$

Efortul unitar maxim va fi

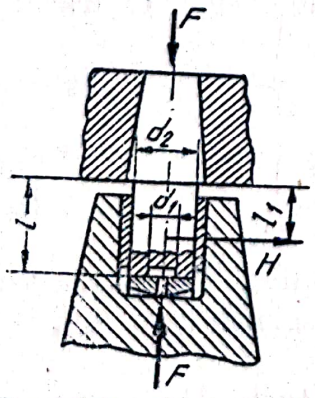


Fig. 7.15. Pivot axial-radial.

$$\sigma_{max} = \sigma_c + \sigma_i = \frac{F}{\frac{\pi d^2}{4}} + \frac{H\, l_1}{\frac{\pi d_2^3}{32}}, \tag{7.42}$$

dar cum $l_1 \cong d_2$,

$$\sigma_{max} = \frac{4F}{\pi d^2} + \frac{32\, H d_2}{\pi d_2^3} = \frac{1}{d_2^2}\left(\frac{F + 8H}{0,8}\right), \tag{7.43}$$

de unde

$$d_2 = \sqrt{\frac{F + 8H}{0,8\sigma_{ai}}}. \tag{7.44}$$

Scanned with OKEN Scanner

Efortul unitar $\sigma_{at} = 800 - 1\,200$ daN/cm² pentru oțeluri cu $\sigma_r = 40 - 60$ daN/mm².

Verificarea la presiune de contact trebuie să țină seamă că această solicitare este dată de forțele F și H deci :

$$F = \frac{\pi(d_2^2 - d_1^2)}{4} p_{1a} \text{ și } H = l d_2 p_{2a}, \tag{7.45}$$

de unde :

$$p_1 = \frac{F}{\frac{\pi(d_2^2 - d_1^2)}{4}} \leqslant p_a \; ; \; p_2 = \frac{H}{l d_2} \leqslant p_a. \tag{7.46}$$

Verificarea la încălzire se face cu produsul $p_m v_m$, atît pentru suprafața circulară (inelară), cît și pentru cea laterală a fusului.

7.2.5. Elemente constructive asupra fusurilor și pivoților

În general, pentru fusurile frontale de capăt sau intermediare se preferă forma cilindrică din considerente de execuție și ajustare.

Pentru fixarea axială a arborelui într-un singur sens sau în ambele sensuri, la fusurile de capăt se pot prevedea umeri de sprijin ale căror dimensiuni constructive s-au dat la paragraful 7.2.3.

Racordările acestor gulere cu corpul arborilor trebuie să fie făcute cu deosebită atenție respectînd indicațiile pentru alegerea razelor de racordare, deoarece trecerile bruște sînt inadmisibile, datorită efectului lor de concentrare a tensiunilor.

Se va respecta ca regulă, în ceea ce privește raza de racordare a fusului, alegerea sa ca valoare mai mică decît raza de rotunjire a cuzinetului pe care se reazemă, aceasta este necesară deoarece nu este posibilă asigurarea unui contact simultan pe două suprafețe.

Mărimea razelor de racordare ρ și ρ_c s-au dat în tabelul 7.2.

Pentru a realiza economie de material și de manoperă la arborii de transmisie care se fac pe toată lungimea lor cu același diametru, problema limitării deplasării axiale a arborelui sau a fusului se rezolvă cu inele de distanțare fixate pe arbore prin șuruburi. Aceste inele au rolul umerilor de sprijin executați în alte cazuri în corpul arborilor, figura 7.16.

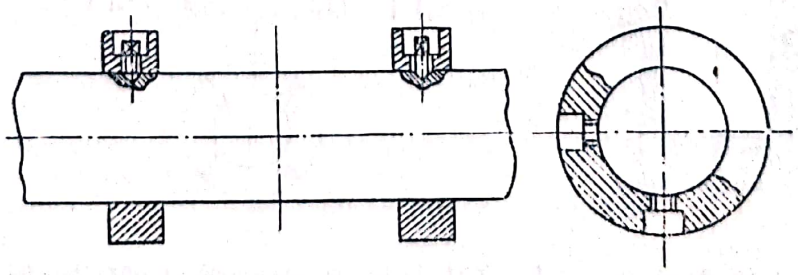


Fig. 7.16. Arbore orizontal cu umeri fixați prin șuruburi.

Scanned with OKEN Scanner

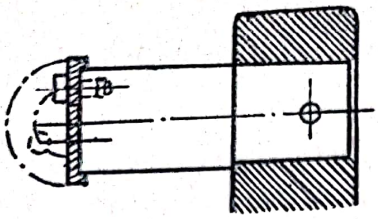


Fig. 7.17. Fus presat la rece în arbore, cu porțiunea de asamblare cilindrică.

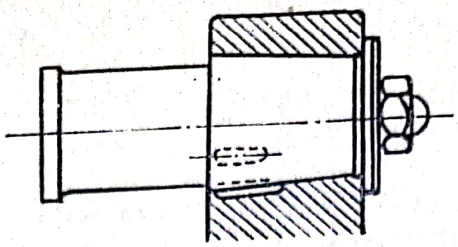


Fig. 7.18. Fus presat la rece în arbore, cu porțiunea de asamblare conică.

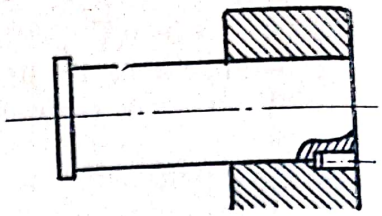


Fig. 7.19. Fus presat și asigurat cu știft axial.

Dacă condițiile de funcționare sau tratamentul termic impun alegerea unui alt material pentru fus decît pentru arbore, fusul se execută separat și se asamblează printr-un procedeu de îmbinare cu corpul arborelui, așa cum se poate vedea în exemplele de mai jos; prin presare la rece (fig. 7.17), prin executarea porțiunii de asamblare conică (fig. 7.18). Uneori aceste asamblări se asigură cu cuie cilindrice, aplicate axial pe periferie sau transversal (fig. 7.19).

Exemple de execuție a pivoților sînt prezentate în figurile 7.20 și 7.21.

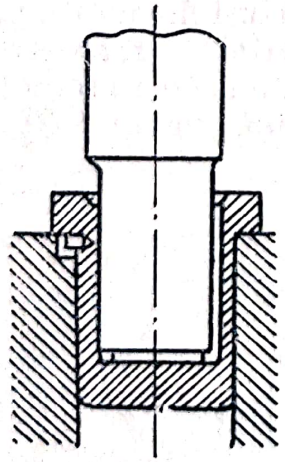


Fig. 7.20. Pivot cu crapodină.

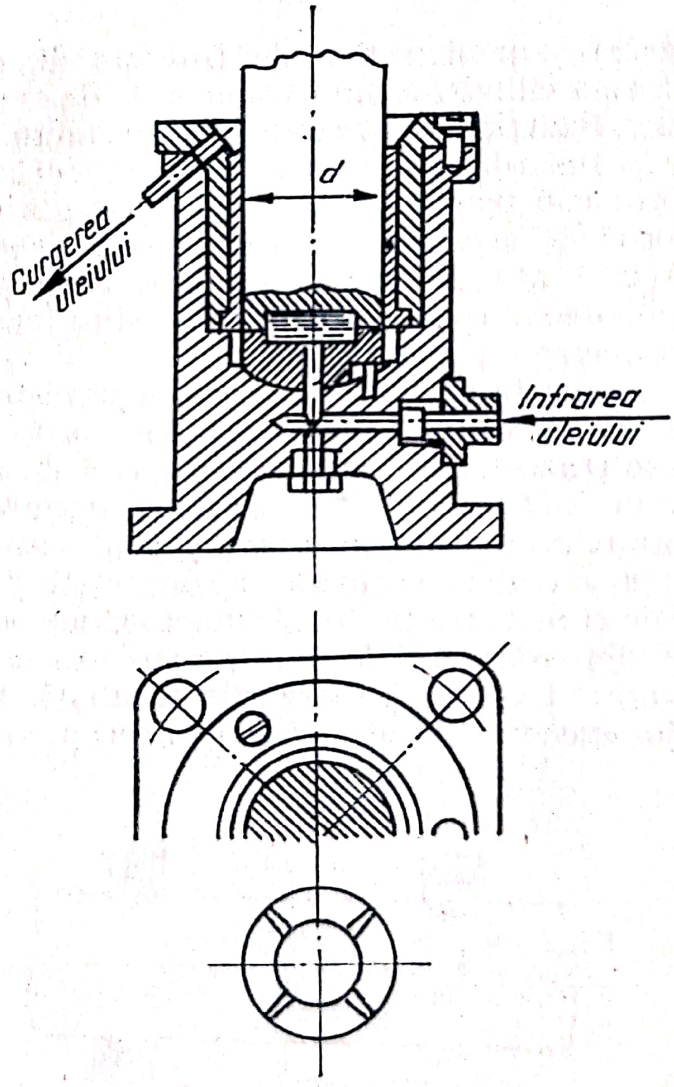


Fig. 7.21. Pivot cu crapodină și ungerea cu ulei.

Scanned with OKEN Scanner

7.3. ELEMENTE TEORETICE DE BAZĂ ASUPRA UNGERII HIDRODINAMICE

7.3.1. Generalităţi

Pentru a exista frecare lichidă între două suprafeţe metalice, este necesară prezenţa unui strat de lubrifiant continuu care separă complet cele două suprafeţe. Se dovedeşte teoretic şi practic că în acest caz frecarea se face între păturile stratului de lubrifiant separator. Frecarea lichidă are un caracter hidrodinamic, deci în calcule se vor folosi relaţiile valabile în acest domeniu.

Fenomenele care trebuie cuprinse în expresii analitice sînt foarte complexe şi sînt funcţii de foarte mulţi parametri. Acest lucru a necesitat introducerea unor simplificări, cu scopul găsirii unor relaţii simple utilizabile în proiectare. Calculele de proiectare se fac pe baza ipotezelor arătate în tabelul 7.6.

Tabelul 7.6

Ipoteze simplificatorii în teoria hidrodinamică a ungerii

Nr. crt.	Ipoteze simplificatorii în teoria hidrodinamică
1*	Lubrifiantul se consideră un fluid newtonian, adică respectă legea lui Newton $\tau = \eta \frac{dv}{dy}$.
2	Curgerea fluidului este laminară.
3	Fluidul este incompresibil.
4	Există lubrifiant în exces în spaţiu clinoidal.
5	Există o bună aderenţă între suprafeţele pieselor în frecare şi între păturile de lubrifiant
6	Viscozitatea lubrifiantului este constantă în toate punctele fluidului (ulei) şi are valoarea corespunzătoare temperaturii medii a acestuia.
7*	Curgerea în sensul lui y se neglijează din cauză că înălţimea peliculei de lubrifiant h este foarte mică în raport cu celelalte dimensiuni.
8	Viteza suprafeţelor în mişcare relativă este suficient de mare.
9	Se neglijează efectul forţelor de gravitaţie.
10	Se neglijează efectul forţelor de inerţie ale fluidului în mişcare.
11	Presiunea nu variază pe grosimea păturii de lubrifiant.

* y reprezintă o axă normală pe suprafaţa de frecare;
h – grosimea filmului de lubrifiant după direcţia axei y.

Scanned with OKEN Scanner

7.3.2. Ecuațiile hidrodinamice de bază

Se presupune că există două suprafețe oarecare care închid între ele un unghi oarecare și că spațiul dintre ele este umplut cu lubrifiant (fig. 7.22).

Suprafața mobilă este legată de planul *zox* și se deplasează cu viteza $v = -u$.

Circulația lichidului are loc după 2 direcții : una după axa x cu viteza u și alta după axa z cu viteza w.

Considerăm un element de volum din lubrifiant de formă paralelipipedică cu dimensiunile dx, dy, dz, care se găsește în spațiul în formă de pană dintre cele două suprafețe de alunecare.

Se scrie echilibrul forțelor ce acționează pe fețele paralelipipedului elementar $dx\,dy\,dz$, în planul *xoz*, după direcția axei x și se obține

$$\left(p + \frac{\partial p}{\partial x}dx\right)dy\,dz - p\,dy\,dz + \tau_x\,dx\,dz - \left(\tau_x + \frac{\partial \tau_x}{\partial y}dy\right)dz\,dx = 0. \quad (7.47)$$

După desfacerea parantezelor se obține :

$$\frac{\partial p}{\partial x}\,dy\,dx\,dz = \frac{\partial \tau_x}{\partial y}\,dy\,dx\,dz\,;\frac{\partial p}{\partial y} = \frac{\partial \tau_x}{\partial y}\,. \quad (7.48)$$

Legea lui Newton care are valabilitate doar în domeniul frecării lichide, permite determinarea efortului unitar tangențial τ_x :

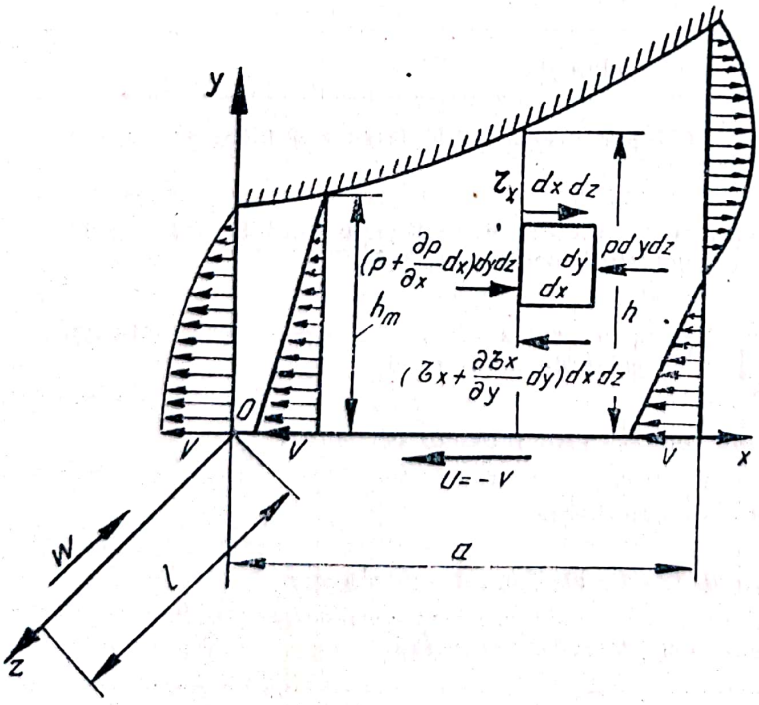


Fig. 7.22. Schemă de calcul a ungerii hidrodinamice.

$$\tau_x = \eta\frac{\partial v}{\partial y}\,. \quad (7.49)$$

Derivînd expresia (7.49) în raport cu y, rezultă

$$\frac{\partial \tau_x}{\partial y} = \eta\frac{\partial^2 v}{\partial y^2}\,.$$

Înlocuind valoarea derivatei $\frac{\partial \tau_x}{\partial y}$ în relația (7.48) se obține ecuația diferențială a vitezei particulelor de lubrifiant pe direcția axei x.

$$\frac{1}{\eta}\frac{\partial p}{\partial x} = \frac{\partial^2 v}{\partial y^2}\,. \quad (7.50)$$

Scanned with OKEN Scanner

În mod analog se obține ecuația diferențială pentru viteza particulelor de lubrifiant în cazul ungerii, după direcția axei z în planul xoz,

$$\frac{1}{\eta}\frac{\partial p}{\partial z} = \frac{\partial^2 w}{\partial y^2}. \tag{7.51}$$

Aceste ecuații au valabilitate pentru cazul curgerii laminare lipsită de turbioane, asigurată atunci cînd viteza de curgere este inferioară vitezei critice:

$$v_{cr} = \frac{R_e}{4}\cdot\frac{1}{h}\cdot\frac{\eta g}{\gamma}, \tag{7.52}$$

unde:

R_e este cifra lui Reynolds; $R_e = \frac{\gamma v h}{\eta}$ (pentru curgerea laminară $R_e \leqslant 2\,320$);

η — viscozitatea dinamică absolută;

h — grosimea stratului de lubrifiant;

g — accelerația gravitațională;

γ — greutatea specifică a lubrifiantului.

Avînd în vedere ipoteza făcută anterior privitor la curgerea pe direcția y, presiunea p și deci derivatele ei $\frac{\partial p}{\partial x}$ și $\frac{\partial p}{\partial z}$ pot fi considerate invariabile față de y. Cu aceste precizări, prin integrarea dublă a ecuațiilor (7.50) și (7.51) se ajunge la expresiile vitezelor v și w:

$$v = \frac{1}{2\eta}\frac{\partial p}{\partial x}y^2 + C_1 y + C_2; \tag{7.53}$$

$$w = \frac{1}{2\eta}\frac{\partial p}{\partial z}y^2 + C_1' y + C_2'.$$

Pentru determinarea constantelor, se pun condițiile la limită:

— pentru $y = 0$, $v = -u$ și $w = 0$ (particula de lubrifiant este considerată că aderă la suprafața mobilă);

— pentru $y = h$, $v = 0$ și $w = 0$ (particula de lubrifiant aderă la suprafața fixă).

Înlocuind aceste condiții în ecuațiile (7.53) se obține:

$$v_0 = -u = \frac{1}{2\eta}\frac{\partial p}{\partial x}\cdot 0 + C_1\cdot 0 + C_2, \text{ de unde } C_2 = -u;$$

$$v_h = \frac{1}{2\eta}\frac{\partial p}{\partial x}h^2 + C_1 h - u = 0, \text{ de unde } C_1 = -\frac{1}{2\eta}\frac{\partial p}{\partial x}h + \frac{u}{h}.$$

Scanned with OKEN Scanner

Analog se determină constantele $C_2' = 0$ și $C_1' = -\frac{1}{2\eta}\frac{\partial p}{\partial x}\,h$, prin înlocuirea condițiilor la limită în ecuația vitezei w.

Introducerea valorilor constantelor C_2, C_2' și C_1, C_1' în expresiile vitezelor v și w conduce la relațiile:

$$v = \frac{1}{2\eta}\frac{\partial p}{\partial x}(y^2 - yh) - u\left(1 - \frac{y}{h}\right)$$

și

$$w = \frac{-1}{2\eta}\frac{\partial p}{\partial z}\,y(h - y). \tag{7.54}$$

Cunoscînd vitezele în stratul de lubrifiant, se vor stabili debitele de lubrifiant ce se scurg pe direcțiile x și z, prin secțiunile de înălțime h și adîncime egală cu 1 (fig. 7.23).

Conform legii continuității, acest debit pentru curgerea pe direcția axei x este

$$q_{1x} = \int_0^h v\,dy\,1,$$

sau după înlocuirea lui v cu valoarea sa din (7.54) se obține

$$q_{1x} = \int_0^h \left[\frac{1}{2\eta}\frac{\partial p}{\partial x}(y^2 - yh) - u\left(1 - \frac{y}{h}\right)\right] dy\,1 = -\left[\frac{1}{12\eta}\frac{\partial p}{\partial x}h^3 + \frac{uh}{2}\right]. \tag{7.55}$$

Analog se determină debitul ce trece prin același punct x de-a lungul axei z, prin secțiunea de înălțime h și lungimea egală cu unitatea, secțiune perpendiculară pe planul xoy și anume:

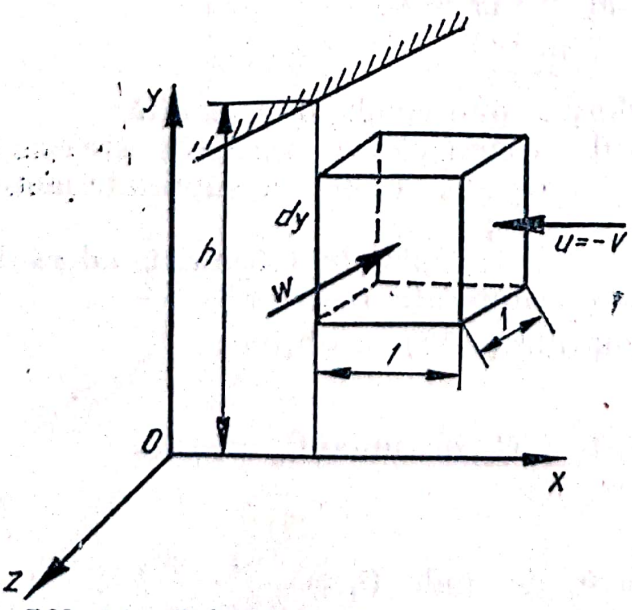


Fig. 7.23. Schemă de calcul a debitului de lubrifiant.

$$q_{1z} = \int_0^h w\,dy\,1 = \int_0^h \frac{1}{2\eta}\frac{\partial p}{\partial z}(y^2 - hy)\,dy = -\frac{1}{12\eta}\frac{\partial p}{\partial x}h^3. \tag{7.56}$$

Pe baza legii continuității, debitul de lubrifiant total (după direcțiile x și z) este constant. Această lege se poate exprima astfel:

$$\frac{\partial}{\partial x}(q_{1x}) + \frac{\partial}{\partial z}(q_{1z}) = 0. \tag{7.57}$$

Scanned with OKEN Scanner

Prin înlocuirea valorilor q_{1x} și q_{1z} în această expresie, se obține ecuația diferențială a repartiției presiunii care ia naștere la curgerea fluidului între două suprafețe oarecare cu lungime finită după direcțiile z și x:

$$\frac{\partial}{\partial x}\left(-\frac{1}{12\eta}\frac{\partial p}{\partial x}h^3-\frac{uh}{2}\right)+\frac{\partial}{\partial z}\left(-\frac{1}{12\eta}\frac{\partial p}{\partial z}h^3\right)=0,$$

sau

$$\frac{\partial}{\partial x}\left(\frac{h^3}{\eta}\frac{\partial p}{\partial x}\right)+\frac{\partial}{\partial z}\left(\frac{h^3}{\eta}\frac{\partial p}{\partial z}\right)=-6u\frac{\partial h}{\partial x},$$

sau

$$\frac{\partial}{\partial x}\left(h^3\frac{\partial p}{\partial x}\right)+\frac{\partial}{\partial z}\left(h^3\frac{\partial p}{\partial z}\right)=-6\eta u\frac{\partial h}{\partial x}. \tag{7.58}$$

Relația (7.58) poate fi scrisă sub forma:

$$\frac{\partial}{\partial x}\left(h^3\frac{\partial p}{\partial x}\right)+\frac{\partial}{\partial z}\left(h^3\frac{\partial p}{\partial z}\right)+6\eta u\frac{\partial h}{\partial x}=0. \tag{7.59}$$

Analiza ecuației diferențiale a presiunii (7.59) evidențiază parametrii de care depinde mărimea presiunii. Aceștia pot fi sistematizați astfel:

— locul în care se determină mărimea presiunii, caracterizat prin coordonatele x și z;

— grosimea stratului de lubrifiant h, variabilă în raport cu x și z;

— viscozitatea lubrifiantului η;

— viteza relativă de deplasare (alunecare) a celor două suprafețe.

Dacă suprafețele oarecare considerate, se deplasează fiecare cu o viteză u_1, respectiv cu u_2, ecuația diferențială a presiunii stabilită pe aceleași criterii va fi

$$\frac{\partial}{\partial x}\left(h^3\frac{\partial p}{\partial x}\right)+\frac{\partial}{\partial z}\left(h^3\frac{\partial p}{\partial z}\right)+6(u_1+u_2)\eta\frac{\partial h}{\partial x}=0. \tag{7.60}$$

Ecuația (7.59) exprimă și fenomenele ce apar în cazul fusului real avînd în vedere analogia dintre parametri, după cum urmează:

— lungimea periferiei fusului corespunde dimensiunii a (fig. 7.22);

— lungimea fusului corespunde lungimii suprafețelor considerate de-a lungul axei z;

— viteza periferică a fusului în cuzinet corespunde cu viteza de deplasare v;

— grosimea peliculei de ulei dintre fus și cuzinet corespunde grosimii stratului de ulei h dintre cele două suprafețe.

În scopul utilizării ecuației (7.59) la calculul hidrodinamic al unui lagăr, aceasta trebuie rezolvată prin integrare.

Se observă că pentru a fi integrată, este necesar să se cunoască dependența $h=f(x, z)$ și $\eta=f(x, z)$. Practic integrarea ecuației (7.59) este extrem de dificilă și necesită introducerea unor ipoteze simplificatorii

Scanned with OKEN Scanner

care să ușureze efectuarea calculelor și obținerea unor expresii pentru proiectarea rapidă a lagărelor cu ungere lichidă.

Urmărind care sînt obiectivele necesare unei astfel de proiectări, se amintește că la calcularea lagărelor cu ungere hidrodinamică este necesar să se cunoască:

— variația presiunii în stratul de lubrifiant atît în sens radial cît și de-a lungul lagărului;

— sarcina ce poate fi suportată de filmul de lubrifiant;

— forța de frecare și cantitatea de căldură ce ia naștere în lagăr;

— debitul de lubrifiant necesar asigurării filmului continuu, cît și cel care se pierde frontal pentru a lua măsuri de alimentare a lagărului cu ulei suficient.

Pentru rezolvarea ecuației 7.59 se impune o ipoteză simplificatorie, aceea că dimensiunea suprafețelor între care are loc curgerea lubrifiantului este infinită în direcția axei z ceea ce conduce la studierea curgerii în plan deci nu există curgere în direcția axei z, putîndu-se scrie $q_{1z} = 0$.

Deci, legea continuității (7.57) devine pentru suprafețele plane cu lungime infinită în direcția axei z:

$$\frac{\partial(q_{1x})}{\partial x} = 0,$$

sau

$$q_{1x} = \frac{-1}{12\eta}\left(h^3 \frac{\partial p}{\partial x} + \frac{uh}{2}\right) = \text{ct.} \tag{7.61}$$

Ecuația (7.61) arată că presiunea p depinde în acest caz numai de variabila x, în consecință derivata parțială $\frac{\partial p}{\partial x}$ se poate înlocui cu derivata totală $\frac{dp}{dx}$. Din relația (7.61) se va explicita derivata presiunii $\frac{dp}{dx}$:

$$\frac{dp}{dx} = -\frac{12\eta}{h^3}\left[q_{1x} + \frac{uh}{2}\right]. \tag{7.62}$$

În punctul în care $\frac{dp}{dx} = 0$, presiunea trece printr-un maxim adică

$$\frac{-12\eta}{h^3}\left[q_{1x} + \frac{uh}{2}\right] = 0,$$

sau

$$q_{1x} + \frac{uh}{2} = 0,$$

de unde

$$q_{1x} = \frac{-uh}{2} \tag{7.63}$$

sau

$$h = -\frac{2}{u} q_{1x} = h_m. \tag{7.64}$$

Scanned with OKEN Scanner

Prin h_m s-a notat grosimea peliculei de lubrifiant în punctul în care presiunea fluidului are valoarea maximă. În acest punct ($h = h_m$), viteza fluidului pentru curgerea după axa x, din relaţia (7.63) este

$$v = -u\left(1 - \frac{y}{h}\right). \tag{7.65}$$

Se observă că viteza v are o dependenţă liniară în raport cu y.

Pe baza relaţiilor (7.54) şi (7.63) se poate scrie:

$$q_{1x} = -\frac{1}{12\eta}\left(h^3 \frac{\mathrm{d}p}{\mathrm{d}x} + \frac{uh}{2}\right) = -\frac{uh_m}{2},$$

sau

$$\frac{\mathrm{d}p}{\mathrm{d}x} = 6\eta u\left[\frac{h_m - h}{h^3}\right]. \tag{7.66}$$

Relaţia (7.66) este ecuaţia diferenţială a presiunii pentru curgerea în plan.

Pentru a găsi valoarea efectivă a presiunii într-un punct oarecare din pelicula de lubrifiant, se integrează ecuaţia (7.66) şi se obţine

$$p_x = \int_0^x 6\eta\, u\, \frac{h_m - h}{h^3}\, \mathrm{d}x = \int_0^x 6\eta\, v\, \frac{h - h_m}{h^3}\, \mathrm{d}x. \tag{7.67}$$

7.4. CALCULUL LAGĂRELOR CU ALUNECARE ÎN REGIM HIDRODINAMIC

Calculul de bază al lagărelor cu alunecare este calculul hidrodinamic, întrucît pelicula de lubrifiant trebuie să preia întreaga sarcină, iar grosimea ei trebuie să fie mai mare decît suma asperităţilor de prelucrare pe suprafeţele fusului şi cuzinetului. Frecarea fluidă în lagăr asigură rezistenţa sa la uzură şi gripare. O parte componentă a calculului lagărelor în regim hidrodinamic este calculul termic, deoarece creşterea inadmisibilă a temperaturii duce la micşorarea portanţei, la contact metalic, topirea căptuşelii cuzinetului şi deci la blocarea fusului în lagăr.

7.4.1. Calculul lagărelor radiale pe baza teoriei hidrodinamice a ungerii

Calculul lagărelor cu alunecare radiale se face pe baza relaţiilor fundamentale ale teoriei hidrodinamice a ungerii. Aplicarea acestor relaţii este pe deplin justificată, aşa cum se arată mai jos. Din calculul hidrodinamic al lagărelor radiale rezultă valorile parametrilor constructivi şi funcţionali ai lagărelor radiale, parametrii care asigură funcţionarea lagărelor în domeniul ungerii lichide.

Scanned with OKEN Scanner

a. Ecuaţia presiunii pentru cuplul fus-cuzinet

Aplicarea teoriei hidrodinamice la ungerea lagărelor reale se justifică prin următoarele :

— În timpul funcţionării, fusul radial se roteşte iar cuzinetul este fix (în cazuri speciale invers), asigurîndu-se astfel o viteză relativă de alunecare suficientă pentru formarea peliculei continui de lubrifiant.

— Jocul existent între fus şi cuzinet permite formarea penei de lubrifiant. Executarea cuzinetului cu un diametru mai mare decît al fusului permite obţinerea jocului cerut pentru asigurarea continuităţii filmului de lubrifiant. În stare de repaus poziţia fusului în cuzinet este arătată în figura 7.24, *a*. Centrul fusului se găseşte pe aceeaşi verticală cu al cuzinetului, distanţate cu $\frac{D-d}{2}$, unde D este diametrul cuzinetului şi d — diametrul fusului.

La momentul punerii în funcţiune a fusului, prin rotirea sa în sensul săgeţii, uleiul aderat pe fus e deplasat în sensul mişcării şi datorită viscozităţii formează filmul portant, figura 7.24, *b*.

Pentru ca uleiul să treacă din partea dreaptă în partea stîngă (fig. 7.24) va trebui ca presiunea din zona de intrare să fie mai mare ca în zona de ieşire a uleiului de sub fus. Datorită acestei diferenţe de presiune, fusul va fi ridicat şi deplasat în sensul mişcării astfel încît poziţia centrului său se schimbă, ocupînd o poziţie unghiulară O_2' faţă de vechea linie a centrelor. Odată cu schimbarea poziţiei centrului fusului se va schimba şi grosimea filmului de lubrifiant. Pe măsură ce turaţia creşte, se va mări cantitatea de lubrifiant ce trece prin interstiţiul dintre fus şi cuzinet, ceea ce determină ridicarea fusului, dar în acelaşi timp, din cauza diferenţei de presiune între cele două pene de ulei din dreapta şi stînga, fusul va fi împins înapoi în sensul săgeţii (fig. 7.24, *c*).

La atingerea turaţiei $n = \infty$, centrul fusului coincide cu al cuzinetului — fenomenul de autocentrare — şi drept consecinţă filmul de lubrifiant fiind de grosime uniformă, nu preia nici o presiune, deci nu va putea suporta nici o sarcină exterioară (fig. 7.24, *d*). Se observă că locul geometric descris de centrul fusului în timpul variaţiei turaţiei de la $n = 0$ la $n = \infty$ este aproximativ un semicerc cu raza $\frac{1}{2}e$ (e este distanţa O_1O_2').

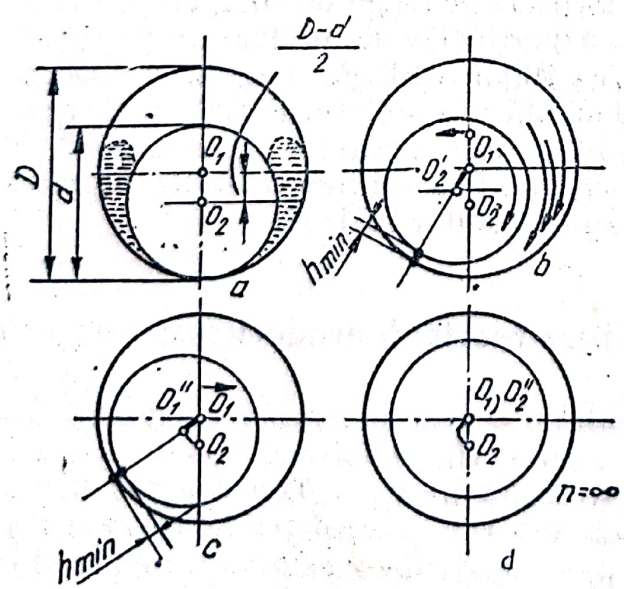


Fig. 7.24. Traiectoria centrului fusului.

La adoptarea concluziilor şi rezultatelor obţinute la studiul suprafeţelor oarecare, se face ipoteza că forţele centrifuge, datorate traiectoriei curbilinii parcurse de particulele de lichid în jurul fusului

Scanned with OKEN Scanner

sînt neglijabile. Grosimea redusă a filmului de lubrifiant în raport cu dimensiunile lagărului permite să fie neglijate aceste forţe de inerţie.

Pentru studiul ecuaţiei presiunii unui lagăr radial se introduc notaţiile din tabelul 7.7 şi figura 7.25.

Tabelul 7.7

Mărimi utilizate la calculul lagărelor de alunecare

Simbolul	Semnificaţia şi formula de definiţie	Simbolul	Semnificaţia şi formula de definiţie
D	Diametrul alezajului cuzinetului	e	Excentricitatea absolută
d	Diametrul fusului	ε	Excentricitatea relativă $\varepsilon = \frac{e}{\delta}$
l	Lungimea fusului	v	Viteza periferică a fusului $v = \omega r$
δ	Jocul radial absolut $\delta = R - r = \frac{D-d}{2}$	h	Grosimea filmului de lubrifiant
Δ	Jocul diametral absolut $\Delta = D - d = 2\delta$	h_m	Grosimea filmului de lubrifiant în punctul unde presiunea este maximă
ψ	Jocul relativ $\psi = \frac{\Delta}{d} = \frac{\delta}{r}$	h_{min}	Grosimea minimă a peliculei de lubrifiant

Din figura 7.25 rezultă

$$e = R - r - h_{min} = \delta - h_{min}. \tag{7.68}$$

Din triunghiul O_2O_1D se poate scrie

$$O_1D = e\cos(180° - \varphi).$$

De asemenea, din figura 7.25 reiese

$$h = O_1A - O_1B = R - O_1B.$$

Unghiul γ fiind foarte mic, se poate aprecia $DB = O_2C$. Astfel:

$$O_1B = r + e\cos(180° - \varphi). \tag{7.69}$$

Deci

$$h = R - r - e\cos(180° - \varphi) = \delta + e\cos\varphi = \delta(1 + \varepsilon\cos\varphi);$$

$$h = \delta(1 + \varepsilon\cos\varphi). \tag{7.70}$$

Scanned with OKEN Scanner

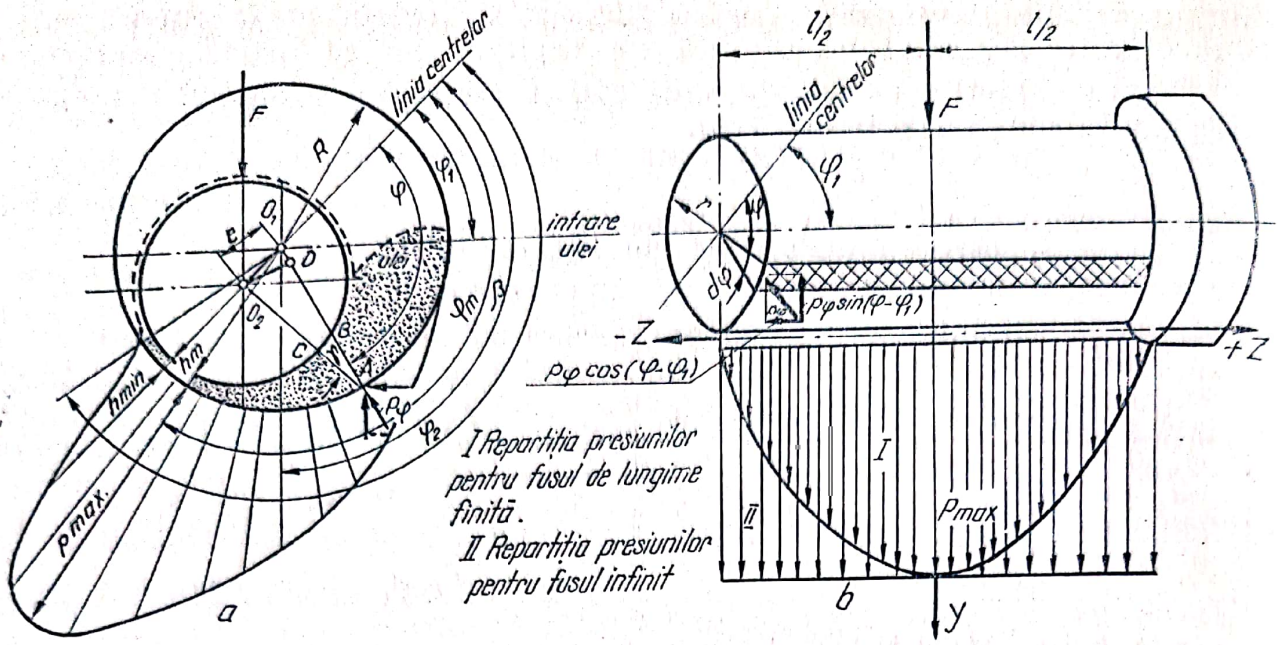


Fig. 7.25. Repartizarea presiunilor pe periferia fusului.

Prin analogie :

$$h_m = \delta(1 + \varepsilon \cos \varphi_m), \text{ pentru } \varphi = \varphi_m. \tag{7.71}$$

Grosimea minimă a filmului de lubrifiant va fi

$$h_{min} = R - r - e = \delta(1 - \varepsilon). \tag{7.72}$$

Se definește grosimea minimă relativă a peliculei de lubrifiant, raportul

$$\frac{h_{min}}{\delta} = 1 - \varepsilon. \tag{7.73}$$

Adaptarea ecuației (7.67) pentru cuplul fus-cuzinet va permite determinarea presiunii într-un punct oarecare al stratului de lubrifiant. Ținînd seama că $dx = r d\varphi$, ecuația presiunii devine :

$$p_\varphi = \int_{\varphi_1}^{\varphi} 6\eta\omega r^2 \frac{(1 + \varepsilon \cos \varphi) - (1 + \varepsilon \cos \varphi_m)}{\delta^2(1 + \varepsilon \cos \varphi)^3} d\varphi,$$

sau

$$p_\varphi = \frac{6\eta\omega}{\psi^2} \int_{\varphi_1}^{\varphi} \frac{(1 + \varepsilon \cos \varphi) - (1 + \varepsilon \cos \varphi_m)}{(1 + \varepsilon \cos \varphi)^3} d\varphi. \tag{7.74}$$

Variația presiunii din pelicula de lubrifiant este reprezentată în figura 7.25, *a*.

b. Portanța filmului de lubrifiant

Pentru a determina capacitatea portantă (portanța) a peliculei de lubrifiant, se va considera o repartiție uniformă a presiunii p pe lungimea

fusului. În acest caz, din condiţia de echilibru a forţelor pe direcţia sarcinii ce lucrează pe fus, se obţine [83] portanţa pe unitatea de lungime a fusului de lungime infinită :

$$F_{1\infty} = \int_{\varphi_1}^{\varphi_2} p_\varphi \sin(\varphi - \varphi_1) r \cdot 1 \cdot d\varphi = \frac{3\eta\omega}{\psi^2} d \cdot 1 \int_{\varphi_1}^{\varphi_2} \sin(\varphi - \varphi_1) \int_{\varphi_1}^{\varphi} \frac{\varepsilon(\cos\varphi - \cos\varphi_m)}{(1 + \varepsilon\cos\varphi)^3} d^2\varphi. \tag{7.75}$$

Portanta fusului de lungime finită l va avea o expresie asemănătoare :

$$F = \frac{\eta\omega}{\psi^2} dl \Phi_P, \tag{7.76}$$

unde

$$\Phi_P = 3 \int_{\varphi_1}^{\varphi_2} \sin(\varphi - \varphi_1)\, d\varphi \int_{\varphi_1}^{\varphi} \frac{\varepsilon(\cos\varphi - \cos\varphi_m)}{(1 + \varepsilon\cos\varphi^3)} d\varphi = f\left(\varepsilon, \varphi_1, \frac{l}{d}, \varphi_2\right), \tag{7.77}$$

iar presiunea medie convenţională din pelicula de lubrifiant va fi

$$p_m = \frac{F}{ld} = \frac{\eta\omega}{\psi^2} \Phi_P. \tag{7.78}$$

Funcţia Φ_P, după cum reiese din relaţia (7.77), depinde de unghiurile φ_1 şi φ_2 ce limitează stratul de lubrifiant în raport cu linia centrelor şi de raportul dintre lungimea şi diametrul fusului, acesta din urmă modificînd repartiţia presiunii în lungul fusului şi excentricitatea relativă.

Mărimea Φ_P este un parametru adimensional ce caracterizează poziţia fusului în lagăr (ε) şi poartă numele de cifră de încărcare (de presiune), sau numărul lui Sommorfeld şi are valoarea

$$\Phi_P = \frac{p_m \psi^2}{\eta\omega}. \tag{7.79}$$

Cifra de încărcare Φ_P este un parametru independent al lubrifierii lagărului, determinînd distribuţia presiunii în pelicula de lubrifiant. În ceea ce priveşte calculul ei numeric, există divergenţe de păreri legate de valoarea unghiurilor φ_1 şi φ_2 care limitează arcul pe care există film portant. Unii autori [30 ; 133] indică pentru cazul lagărului cu cuzinet de 360° $\varphi_1 = 0$, iar pentru $\varphi_2 = 180°$ [23, 83] ; se consideră că zona portantă se termină în punctul în care $p = p_{max}$. Această ipoteză corespunde cu datele experimentale [30].

Pentru proiectarea lagărelor cu alunecare se folosesc tabele sau grafice care indică valoarea Φ_P calculată în diverse condiţii. În tabelul 7.8 se dau valori pentru Φ_P în cazul cuzineţilor care îmbracă periferia fusului corespunzătoare unghiurilor la centru de 360°, 180° sau 120° [30].

Scanned with OKEN Scanner

Valori pentru Φ_p în funcție de felul cuzinetului *Tabelul 7.8*

$\frac{l}{d}$	ε													
	0,3	0,4	0,5	0,6	0,65	0,7	0,75	0,8	0,85	0,9	0,925	0,95	0,975	0,99
	Cuzinet de 360°													
0,4	0,070	0,110	0,174	0,267	0,333	0,423	0,551	0,767	1,169	1,951	3,133	5,330	13,23	45,32
0,5	0,106	0,166	0,263	0,399	0,496	0,627	0,812	1,121	1,688	2,773	4,396	7,329	17,59	57 05
0,6	0,149	0,232	0,363	0,547	0,677	0,851	1,093	1,496	2,227	3,598	5,630	9,188	21,46	66,48
0,7	0,196	0,303	0,471	0,704	0,867	1,082	1,381	1,877	2,758	4,286	6,779	10,90	24,77	73,96
0,8	0,246	0,380	0,584	0,865	1,060	1,316	1,667	2,247	3,264	5,195	7,818	12,41	27,55	79,90
0,9	0,299	0,458	0,699	1,026	1,252	1,544	1,943	2,599	3,737	5,775	8,742	13,67	28,88	84,64
1,0	0,354	0,539	0,814	1,184	1,437	1,764	2,203	2,928	4,156	6,466	9,553	14,78	31,82	88,55
1,1	0,409	0,619	0,927	1,333	1,615	1,971	2,450	3,231	4,556	6,889	10,26	15,73	33,47	91,75
1,2	0,464	0,698	1,036	1,482	1,778	2,163	2,676	3,509	4,897	7,353	10,88	16,55	34,86	94,45
1,3	0,518	0,775	1,141	1,617	1,940	2,345	2,884	3,762	5,224	7,862	11,43	17,27	36,05	96,73
1,5	0,622	0,921	1,336	1,868	2,221	2,664	3,248	4,198	5,760	8,447	12,33	18,42	37,97	100,39
	Cuzinet de 180°													
0,4	0,089	0,141	0,216	0,339	0,431	0,573	0,776	1,079	1,775	3,195	5,055	8,39	21,00	65,26
0,5	0,133	0,209	0,317	0,493	0,622	0,819	1,098	1,572	2,428	4,261	6,615	10,71	25,62	75,86
0,6	0,182	0,283	0,427	0,655	0,819	1,070	1,418	2,001	3,036	5,214	7,956	12,61	29,17	83,21
0,7	0,234	0,361	0,538	0,816	1,014	1,312	1,720	2,399	3,580	6,029	9,072	14,14	31,88	88,90
0,8	0,287	0,439	0,647	0,972	1,199	1,538	1,965	2,754	4,053	6,721	9,992	15,37	33,99	92,89
0,9	0,339	0,515	0,754	1,118	1,371	1,745	2,248	3,067	4,459	7,294	10,75	16,37	35,66	96,35
1,0	0,391	0,589	0,853	1,263	1,528	1,929	2,469	3,372	4,808	7,772	11,38	17,18	37,00	98,95
1,1	0,440	0,658	0,947	1,377	1,669	2,097	2,664	2,580	5,106	8,186	11,91	17,86	38,12	101,15
1,2	0,487	0,723	1,033	1,489	1,796	2,247	2,838	3,787	5,364	8,533	12,35	18,43	39,04	102,90
1,3	0,529	0,784	1,111	1,590	1,912	2,379	2,990	3,968	5,586	8,831	12,73	18,91	39,81	104,42
1,5	0,610	0,891	1,248	1,763	2,099	2,600	3,242	4,266	5,947	9,304	13,34	19,68	41,07	106,84
	Cuzinet de 120°													
0,4	0,072	0,132	0,198	0,325	0,448	0,602	0,846	1,259	2,050	3,706	5,497	9,73	25,73	83,10
0,5	0,103	0,188	0,261	0,463	0,620	0,826	1,144	1,676	2,674	4,717	6,880	12,57	29,33	90,50
0,6	0,135	0,245	0,364	0,592	0,788	0,979	1,420	2,052	3,209	5,556	7,994	13,55	32,22	95,52
0,7	0,166	0,299	0,441	0,709	0,935	1,221	1,656	2,365	3,654	6,213	8,849	14,80	34,30	99,03
0,8	0,195	0,349	0,512	0,815	1,068	1,385	1,862	2,632	4,013	6,749	9,537	15,78	35,86	101,73
0,9	0,221	0,395	0,576	0,909	1,184	1,525	2,043	2,856	4,312	7,181	10,08	16,56	37,19	103,79
1,0	0,245	0,436	0,633	0,992	1,285	1,644	2,185	3,042	4,540	7,508	10,53	17,22	38,08	105,47
1,1	0,276	0,473	0,683	1,064	1,372	1,749	2,311	3,206	4,766	7,800	10,90	17,70	38,90	106,84
1,2	0,286	0,506	0,722	1,126	1,448	1,838	2,419	3,335	4,941	8,075	11,21	18,13	39,58	107,98
1,3	0,303	0,535	0,766	1,181	1,513	1,914	2,519	3,450	5,089	8,273	11,47	18,49	40,15	108,93
1,5	0,332	0,583	0,831	1,271	1,622	2,011	2,663	3,667	5,328	8,618	11,89	19,06	41,06	110,48

Scanned with OKEN Scanner

Expresia portanței peliculei de lubrifiant se poate scrie astfel:

$$F = \frac{\eta\omega}{\psi^2} d\ l\ \Phi_P. \tag{7.80}$$

c. Coeficientul de frecare

Forța de frecare ce apare între straturile de lubrifiant se determină cu legea lui Newton:

$$F_f = \eta \frac{dv}{dy} A. \tag{7.81}$$

Aplicînd această lege pentru calculul forței de frecare unitare pentru fusul de lungime infinită, în cazul curgerii lubrifiantului între două suprafețe oarecare se obține [83]

$$F_{f1\infty} = \int_0^a \eta \left(\frac{dv}{dy}\right)_{y=0} 1 \cdot dx \tag{7.82}$$

și după înlocuirea expresiei $\left(\frac{dv}{dy}\right)_{y=0}$, relația (7.82) devine:

$$F_{f1\infty} = \int_0^a \eta \left(\frac{u}{h} - \frac{1}{\eta} \frac{dp}{dx} \frac{h}{2}\right) \cdot 1 \cdot dx = \int_0^a \eta\, 1 \left(\frac{u}{h} - \frac{1}{\eta} 6\eta_u \frac{h_m - h}{h^3} \cdot \frac{h}{2}\right) dx,$$

sau

$$F_{f1\infty} = \eta \cdot 1 \cdot u \int_0^a \frac{4h - 3h_m}{h^2} dx = -\eta v \int_0^a \frac{4h - 3h_m}{h^2} dx. \tag{7.83}$$

Pornind de la expresia (7.83) pentru forța de frecare (în valoare absolută), stabilită în cazul curgerii între suprafețele plane și făcînd adaptările pentru cuplul fus-cuzinet, se obține

$$F_{f1\infty} = \frac{\eta \cdot 1 \cdot \omega r}{\psi} \int_{\varphi_1}^{\varphi_2} \frac{4(1 + \varepsilon \cos\varphi) - 3(1 + \varepsilon \cos\varphi_m)\, d\varphi}{(1 + \varepsilon \cos\varphi)^2}. \tag{7.84}$$

Coeficientul de frecare determinat în aceleași condiții ca și portanța $F_{1\infty}$, (fus de lungime infinită fără curgerea lubrifiantului pe la capete), va fi [23]

$$\mu_\infty = \frac{F_{f1\infty}}{F_{1\infty}} = \frac{\dfrac{\eta\omega r \cdot 1}{\psi} \displaystyle\int_{\varphi_1}^{\varphi_2} \frac{4(\varepsilon \cos\varphi + 1) - 3(1 + \varepsilon \cos\varphi_m)}{(1 + \varepsilon \cos\varphi)^2}}{p_m d \cdot 1} d\varphi, \tag{7.85}$$

unde portanta pe unitatea de lungime $F_{1\infty}$ s-a înlocuit în funcție de presiunea medie și diametrul fusului.

Dacă în ecuaţia (7.85) se introduce $\varepsilon = 0$, atunci se obţine pentru μ_∞:

$$\mu_\infty = \frac{\eta\omega}{\psi p_m \cdot 2}\int_{\varphi_1}^{\varphi_2} \mathrm{d}\varphi, \tag{7.86}$$

iar pentru cazul $\varphi_1 = 0$ şi $\varphi_2 = 2\pi$:

$$\mu_\infty = \frac{\pi\eta\omega}{p_m\psi}. \tag{7.87}$$

Expresia (7.87) este cunoscută sub numele de formula lui Petrov şi e valabilă pentru cazul cînd fusul este concentric cu cuzinetul şi poate fi aplicată pentru valori mici ale lui ε, erorile fiind neglijabile.

Pentru fusul de lungime finită relaţia (7.85) are aceeaşi formă numai că excentricitatea relativă va fi funcţie de l/d, deci

$$\mu = \frac{\eta\omega}{p_m\psi} K, \tag{7.88}$$

unde K este o funcţie scalară dependentă de ε, φ şi l/d,

$$K = \frac{1}{2}\int_{\varphi_1}^{\varphi_2} \frac{4(1+\varepsilon\cos\varphi) - 3(1+\varepsilon\cos\varphi_m)}{(1+\varepsilon\cos\varphi)^2}\,\mathrm{d}\varphi. \tag{7.89}$$

Relaţia (7.88) se mai poate scrie sub forma

$$\frac{\mu}{\psi} = \frac{\eta\omega}{\psi^2 p_m} K = \frac{K}{\Phi_P}. \tag{7.90}$$

În mod practic, pentru calculul coeficientului de frecare se folosesc relaţii empirice care dau rezultate destul de precise pentru fusul de lungime finită [153].

Astfel se indică:

$$\frac{\mu}{\psi} = \frac{3}{\Phi_P}, \text{ sau } \mu = \frac{3\eta\omega}{p_m\psi}, \quad \text{pentru } \Phi_P < 1, \tag{7.91}$$

sau

$$\frac{\mu}{\psi} = \frac{3}{\sqrt{\Phi_P}}, \quad \text{adică } \mu = 3\sqrt{\frac{\eta\omega}{p_m}}, \quad \text{pentru } \Phi_P > 1. \tag{7.92}$$

Reluînd expresia (7.88), aceasta se poate scrie sub forma

$$\mu = \frac{\pi n\eta}{30\psi p_m} K = \frac{K_1}{\psi}\frac{\eta n}{p_m}. \tag{7.93}$$

Diagrama de variaţie a coeficientului de frecare în funcţie de $\frac{\eta n}{p_m}$ (numărul lui Gümbel) este reprezentată în figura 7.26 [83].

Scanned with OKEN Scanner

Valoarea produsului $\frac{\eta n}{p_m}$ pentru care μ este minim marchează *punctul critic*, care separă cele două domenii de frecare : frecare mixtă (semifluidă) şi frecarea fluidă.

Această variaţie a coeficientului μ este explicată astfel : la pornire, pînă ce viteza periferică atinge o anumită valoare, frecarea din lagăr este semifluidă. Creşterea t raţiei peste valoarea n_{tr} asigură stabilirea în lagăr a condiţiilor pentru existenţa şi menţinerea frecării fluide. Coeficientul de frecare după ce atinge un minim pentru valoarea $\frac{\eta n_{tr}}{p_m}$ va creşte uşor.

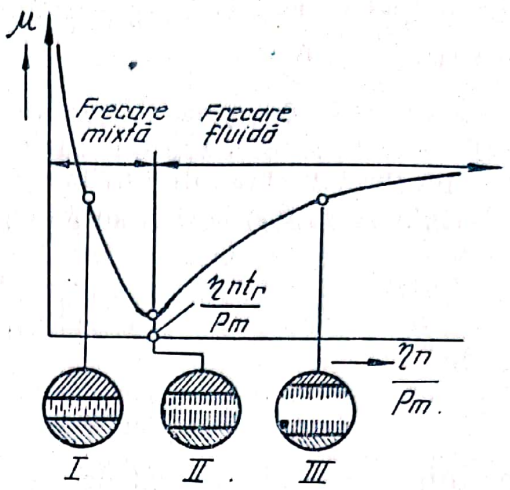


Fig. 7.26. Variaţia coeficientului de frecare funcţie de turaţie.

Cu cît distanţa între suprafeţe este mai mică, cu atît eforturile tangenţiale necesare pentru netezirea asperităţilor celor două suprafeţe ce se ating, sînt mai mari şi deci μ creşte (schema I, fig. 7.26). Pe măsura creşterii distanţei între suprafeţele portante, acţiunea frecării fluide devine preponderentă, presiunea care ia naştere în stratul de ulei provoacă îndepărtarea suprafeţelor (vîrfurile asperităţilor de prelucrare sînt separate de un strat mai gros de lubrifiant iar frecarea va fi cauzată de rezistenţa la deplasare în păturile de lubrifiant (III — fig. 7.26).

d. Turaţia de trecere n_{tr}. Pentru a găsi turaţia care marchează trecerea în regimul semilichid de ungere se face următoarea observaţie : în cazul grosimii peliculei $h = h_{lim}$ (h_{lim} este grosimea stratului de lubrifiant corespunzătoare frecării la limită), produsul $\Phi_P (1 - \varepsilon_{lim})$ devine o valoare aproximativ constantă şi se poate scrie

$$\Phi_P(1 - \varepsilon_{lim}) = \frac{p_m \psi^2}{\eta\omega} \cdot \frac{2h_{lim}}{\Delta} = \frac{p_m \psi h_{lim}}{\eta v} = \text{const.} \qquad (7.94)$$

Relaţia (7.94) se mai poate exprima astfel :

$$\frac{F}{\eta n_{tr} V_f} = \frac{\Phi_P(1 - \varepsilon_{lim})}{\psi h_{lim}\, 15} = C_{tr}, \qquad (7.95)$$

unde :

V_f este volumul fusului : $V_f = \frac{\pi d^2}{4} l$;

η — viscozitatea dinamică ;

C_{tr} — funcţie a cărei valoare se determină foarte greu din legile hidrodinamice, deoarece conţine parametrul h_{lim}. Acest parametru variază în cursul exploatării din cauza rodării, a încălzirii şi a dilatărilor provocate de încălzire. Practic, pe baza unor experienţe efectuate cu lăgare încărcate într-un interval de sarcină cu valori pînă la mii tone şi pentru turaţii pînă la 5 000 rot/minut viteza pînă la 40 m/s, s-a stabilit că funcţia C_{tr} are valori

Scanned with OKEN Scanner

între 1 și 8. O bună siguranță în calcul se obține cu valoarea $C_{tr} = 1$, pentru $\frac{l}{d} = 0{,}5 - 1{,}5$.

În cazul unei precizii ridicate de execuție și a folosirii unor materiale superioare $C_{tr} = 3$. Pentru cuzinet din bronz sau fontă antifricțiune $C_{tr} = 1{,}5$, pentru strat de antifricțiune din babit, $C_{tr} = 2{,}5 \ldots 4$.

Relația (7.95) scrisă sub forma :

$$n_{tr} = \frac{F}{C_{tr}\eta V_f}, \quad [\text{rot/min}], \tag{7.96}$$

unde :

$$F[\text{daN}]; \quad \eta[cP]; \quad V_f[dm^3],$$

permite calculul turației de trecere la frecarea mixtă.

Turația de trecere este valoarea dată de curba lui Stribeck pentru care coeficientul de frecare este minim. Turația de regim a fusului trebuie să fie mai mare decît n_{tr} pentru a avea siguranța existenței frecării lichide.

$$n_{regim} > n_{tr}.$$

e. **Debitul de lubrifiant.** Stabilirea debitului de ulei necesar pentru realizarea portanței nu se poate face precis. Cu ajutorul relațiilor orientative se poate determina debitul de ulei care trece prin fanta de dimensiuni $l \times \delta$, în unitatea de timp, la o poziție concentrică a fusului în lagăr (fig. 7.27)

$$Q_p = l\delta\frac{v}{2} = \frac{lv\Delta}{4}. \tag{7.97}$$

Expresia debitului Q_p se mai poate scrie și astfel :

$$Q_p = \frac{l\psi d}{4}\cdot\frac{\pi dn}{1000} = \psi V_f \frac{n}{1000}; \tag{7.98}$$

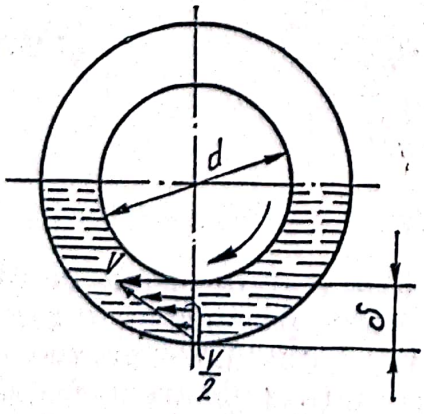


Fig. 7.27. Schema de calcul a debitului de ulei.

unde ψ se înlocuiește în $^0/_{00}$; iar V_f în dm^3 și n în rot/min.

Din debitul stabilit cu relația (7.98) o treime este suficientă pentru menținerea unui strat portant de ulei și în cazul cînd carcasa lagărului asigură o bună răcire; acest debit va îndepărta căldura ce ia naștere prin frecare [153].

În cazul cînd construcția lagărului nu poate asigura o răcire corespunzătoare, se va determina un debit suplimentar Q_r, care servește la transportul căldurii ce ia naștere prin frecare în lagăr.

Scanned with OKEN Scanner

7.4.1.2. Echilibrul termic al lagărului

Frecarea ce se produce în lagărele cu alunecare are drept consecinţă creşterea temperaturii lubrifiantului şi a cuplului fus-cuzinet. Căldura ce ia naştere prin frecarea în lagăr se evacuează prin mai multe căi (fig. 7.28) [78].

Căldura produsă în lagăr este parţial preluată de fus şi cuzinet, transmisă arborelui, respectiv carcasei şi cedată mediului înconjurător prin convecţie şi radiaţie. O altă parte din căldură este transportată înspre exterior de către lubrifiant. În unele cazuri este necesară o răcire suplimentară cu un circuit de apă.

Lagărul la care căldura produsă prin frecare se transmite mediului ambiant numai prin convecţie şi radiaţie se numeşte *lagăr cu răcire naturală*; în caz contrar se numeşte lagăr cu răcire cu exces de ulei sau *cu răcire suplimentară.*

Echilibrul termic al lagărului se stabileşte în momentul cînd fluxul de căldură produs prin frecare este egal cu fluxul de căldură evacuat din lagăr. Acest regim de funcţionare apare după un timp mai îndelungat de la pornire şi se caracterizează printr-o temperatură constantă a filmului de lubrifiant.

Ecuaţia echilibrului termic al lagărelor este (fig. 7.28)

$$P_f = W_1 + W_2. \tag{7.99}$$

În cazul lagărelor cu răcire naturală ecuaţia (7.99) devine

$$P_f = W_2, \tag{7.100}$$

unde:

P_f este puterea pierdută prin frecare, egală cu fluxul de căldură ce ia naştere prin frecare în lagăr;

W_1 — fluxul de căldură care se elimină din lagăr prin intermediul lubrifiantului;

W_2 — fluxul de căldură ce se evacuează din lagăr în mediul ambiant prin fus, cuzinet şi corpul lagărului.

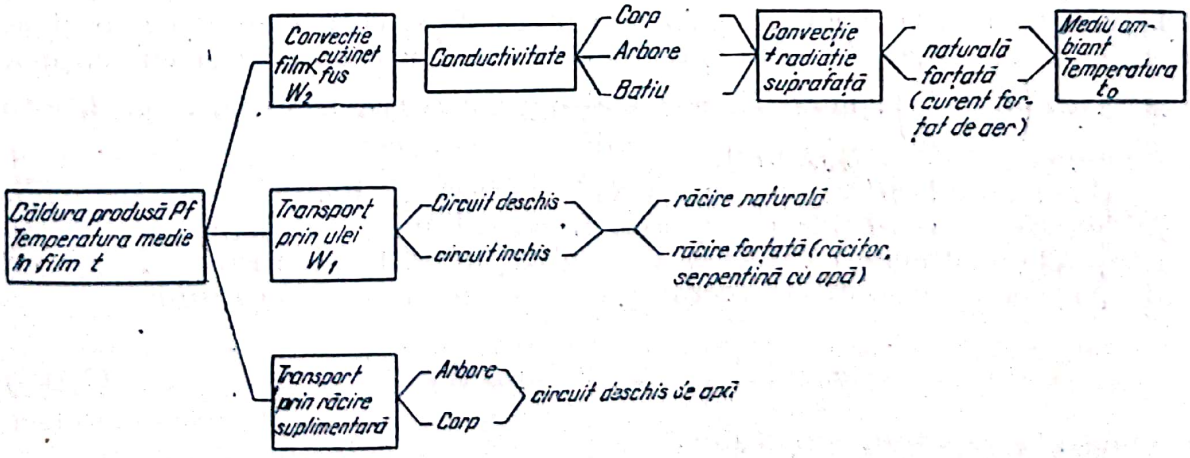


Fig. 7.28. Căile de evacuare a căldurii.

Fluxul W_1 se determină cu relaţia

$$W_1 = c\rho Q_r(t_2 - t_1) \text{ [daW]}, \tag{7.101}$$

unde :

c este căldura specifică a lubrifiantului [daj/kg°C];
ρ — densitatea lubrifiantului [kg/dm³];
Q_r — debitul de lubrifiant care se scurge pe la capetele fusului [dm³/s];
t_2, t_1 — temperatura uleiului la ieşire şi intrare în lagăr [°C].

Procesul transmiterii căldurii prin fus, cuzinet şi carcasă este complex, incluzînd convecţia, conducţia şi radiaţia. Fluxul de căldură transmis prin arbore depinde de forma constructivă a ansamblului lagăr-arbore, de lungimea liberă a arborelui, de turaţie etc.

Căldura transmisă prin arbore se poate neglija, mărind astfel siguranţa în funcţionare a lagărului [153] sau se poate lua în considerare prin mărirea suprafeţei de cedare a căldurii lagărului [84, 78, 153].

Un calcul exact al transferului de căldură prin cuzinet şi corpul lagărului este foarte complicat. Căderea de temperatură din corpul lagărului depinde în principal de construcţia lagărului. La lagărele obişnuite, această cădere de temperatură se poate neglija [78, 52]. În cazul lagărelor cu răcire naturală, de construcţie masivă, se impune luarea în considerare a căderii de temperatură din corpul lagărului [85].

În cele ce urmează se va considera că temperatura medie a suprafeţei exterioare a carcasei este egală cu temperatura medie a filmului de lubrifiant. Considerarea în calcule a fluxului de căldură transmis prin arbore se face prin mărirea convecţională a suprafeţei exterioare a carcasei.

În aceste ipoteze, fluxul de căldură transmis prin carcasă şi arbore se exprimă astfel :

$$W_2 = \alpha A(t - t_0) \text{ [daW]}, \tag{7.102}$$

unde :

α este coeficientul de convecţie termică a lagărului (daW/m²°C);
A — suprafaţa exterioară a lagărului [m²];
t — temperatura filmului de lubrifiant [°C];
t_0 — temperatura mediului ambiant [°C].

Suprafaţa liberă a lagărului A se calculează în funcţie de construcţia lagărului. Pentru lagărele a căror carcasă face corp comun cu maşina, $A = (15 \ldots 20)dl$. În cazul lagărelor ce nu fac corp comun cu maşina, $A = \pi H\left(L + \frac{H}{2}\right)$, unde H este înălţimea carcasei lagărului, iar L este lungimea totală a lagărului.

Coeficientul de convecţie termică variază în limite destul de largi, în funcţie de condiţiile exterioare. În cazul unei convecţii naturale se adoptă în mod curent valoarea $\alpha = 2$ daW/m²°C. În prezenţa unor curenţi de aer, coeficientul de convecţie termică se calculează cu expresia

$$\alpha = 0{,}7 + 1{,}2\sqrt{V'} \quad \text{[daW/m²°C]}, \tag{7.103}$$

unde V' este viteza curentului de aer în m/s.

Relaţia (7.103) este valabilă pentru $V' > 1{,}2$ m/s.

Scanned with OKEN Scanner

Fluxul de căldură care ia naștere prin frecare în lagăr și care trebuie evacuată se determină cu relația

$$P_f = \mu F v \text{ [daW]}. \tag{7.104}$$

Ecuația echilibrului termic pentru lagărele cu recirculație de ulei devine

$$\mu F v = c\rho Q_r(t_2 - t_1) + \alpha A(t - t_0). \tag{7.105}$$

În cazul lagărelor cu răcire naturală ecuația echilibrului termic are forma :

$$\mu F v = \alpha A(t - t_0). \tag{7.106}$$

Din relațiile (7.104) sau (7.105) se determină temperatura filmului de lubrifiant t, care nu trebuie să depășească 50—70 °C, sau debitul de ulei Q_r necesar răcirii lagărului în cazul cînd se impune temperatura filmului de lubrifiant. Din relația (7.105) rezultă

$$Q_r = \frac{\mu F v - \alpha A(t - t_0)}{c\rho(t_2 - t_1)} \text{ [l/s]}. \tag{7.107}$$

La lagărele care nu au contact cu aerul ambiant (ex. turbine cu abur, lagărele din interiorul carterelor etc.) fluxul de căldură $W_2 = 0$. Astfel, cantitatea de ulei necesară răcirii lagărului, care totodată asigură și formarea stratului portant va fi

$$Q_r = \frac{P_f}{\rho c(t_2 - t_1)} = \frac{P_f}{3(t_2 - t_1)} \text{ [l/min]}. \tag{7.108}$$

Cifra 3 din expresia (7.108) s-a determinat prin înlocuirea $c\rho = 180$ [daN/l °C] și exprimînd debitul în l/minut, dacă P_f se înlocuiește în daW [153].

Diferența de temperatură $t_2 - t_1$ se impune cu valori între 10 și 20 °C.

7.4.1.3. Discuția parametrilor de bază

În paragrafele anterioare s-a arătat legătura între parametrii importanți ce condiționează funcționarea lagărului în regim hidrodinamic. Recapitulînd succesiunea lor în ordinea importanței, se amintește că portanța stratului de lubrifiant, pe lîngă alți parametri, e condiționată de excentricitatea relativă ε, prin intermediul lui Φ_P și grosimea minimă a stratului de lubrifiant h_{min}. Aceiași parametri, ε și h_{min}, condiționează coeficientul de frecare tot prin intermediul cifrei de încărcare Φ_P. Mărimea grosimii minime a stratului de lubrifiant este condiționată de valoarea jocului relativ, parametru de care depinde atît portanța F cît și debitul Q_P și coeficientul de frecare μ, deci și regimul termic din lagăr.

a. **Alegerea jocului relativ.** La alegerea valorii jocului relativ ψ se va lua în considerare că valoarea sa trebuie să fie cu atît mai mare cu cît este mai

Scanned with OKEN Scanner

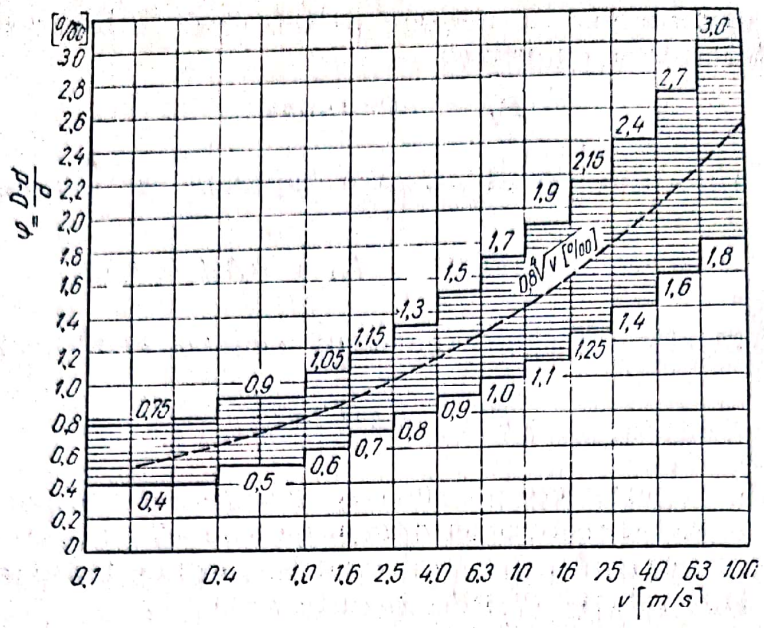


Fig. 7.29. Jocul relativ funcție de viteza periferică.

mare turația, iar pentru aceeași turație jocul trebuie micșorat cu creșterea încărcării. Valoarea lui ψ variază între 1 și 3 ‰.

Vogelpohl [153] indică pentru calculul jocului ψ relația

$$\psi = 10^{-3} \cdot 0{,}8 \sqrt[4]{v}; \tag{7.109}$$

unde v este viteza periferică a fusului, în m/s.

În figura 7.29 se prezintă domeniile de valori recomandate pentru ψ la diferite viteze.

În tabelul 7.9 se dau valori orientative pentru ψ, în funcție de condițiile de exploatare ale lagărului de alunecare. Jocul ψ ales trebuie să corespundă și la temperatura de exploatare, deoarece, ca urmare a diferenței dintre dilatarea materialului fusului și cuzinetului, jocul se micșorează. În consecință, jocul la montaj va trebui să fie mai mare, conform relației

$$\psi_{20^\circ} = \psi + \alpha'(t - 20^\circ) \cdot 10^{-6}, \tag{7.110}$$

unde :

ψ_{20° este jocul la montaj ;

α' — coeficient ce depinde de natura materialului cuzinetului (tab. 7.10).

b. **Grosimea minimă a peliculei de lubrifiant.** Este un parametru important pentru asigurarea portanței lagărului și se determină cu relația (7.72), totodată trebuind să se respecte inegalitatea

$$h_{min} > R_{a1} + R_{a2} + y_0 = h_{cr}, \tag{7.111}$$

unde :

R_{a1}, R_{a2} sînt înălțimile medii ale asperităților de prelucrare ale fusului și cuzinetului ;

y_0 — săgeata maximă a fusului în lagăr.

Scanned with OKEN Scanner

Tabelul 7.9

Valori orientative pentru jocurile relative

Condițiile de lucru ale lagărului	ψ
Presiuni specifice mari $p > 100$ daN/cm², și viteze de alunecare $v \leqslant 10$ m/s	0,0005—0,001 (0,5—1‰)
Presiuni specifice medii, $p < 100$ daN/cm²; viteza de alunecare $v \leqslant 10$ m/s (ex. reductoare cu roți dințate și cu melc, pompe, compresoare etc.)	0,001—0,002 1—2‰
Presiuni specifice mici $p \leqslant 30$ daN/cm²; viteze periferice importante; $v \geqslant 10$ m/s (electromotoare, generatoare, pompe centrifuge etc.)	0,0015—0,0025 1,5—2,5%

Tabelul 7.10

Valori pentru coeficientul α′ în funcție de materialul cuzinetului

Materialul căptușelii cuzinetului sau al cuzinetului însuși, cînd nu este căptușit	Corpul lagărului în care se montează cuzinetul				
	Executat din oțel sau din fontă			Executat din metale ușoare	
	Corp cu pereți subțiri sau cap de bielă	Corp cu pereți groși, din același material cu cuzinetul, cu posibilitate de dilatare independentă (proprie)	Corp masiv și rigid din fontă	Corp cu pereți subțiri	Corp din același material cu cuzinetul, cu pereți groși și cu dilatare independentă (proprie)
Bronz de aluminiu BzAl9T	11	17	22	0	0
Alamă	13	19	24	0	0
Compoziție pentru lagăre:					
Y — Sn 83	17	22	27,5		
Y — Sn 80	17	21,7	27		
Y — Sn 10	19	24	28,5		
Bronz cu plumb:					
Bz SnPb 5	12	17,9	23		
Bz SnPb 13	12	18,2	23		
Bz SnPb 20	12	18,3	23		
Bz Pb 25	12,5	18,6	23,5		
Aliaj de zinc	20—24	26—30	31—35	3—4	6—7
Fontă	3—4	9—10	15	0	0
Oțel	5	11	16	0	0
Material sintetic	34—44	40—50	45—55	18—28	24—34
Aliaje de aluminiu:					
Al—Cu—Mg	16—18	22—24	27—29		
Al—Cu	16—18	22—24	27—29		
Al—Si	13—14	19—22	24—27	0—4	5—6
Al—Mg	19—20	25—26	30—31		
Al—Mg—Mn	19—20	25—26	30—31		
Aliaje de magneziu	19	25	30		

Scanned with OKEN Scanner

Pentru a avea o siguranţă împotriva trecerii la regimul semilichid de funcţionare se va lua

$$\frac{h_{min}}{h_{cr}} > 1{,}1. \qquad (7.112)$$

Limita superioară pentru acest raport variază într-un domeniu larg (10—20) în cazul cuzinetului ce îmbracă fusul pe 360°. Nu trebuie însă să se lucreze cu grosimi h_{min} prea mari, deoarece creşte mult rezistenţa internă la deplasarea straturilor de lubrifianţi şi deci μ va creşte. Pe de altă parte, mărirea grosimii h_{min} duce în condiţiile unui joc dat, la scăderea excentricităţii relative şi deci fusul va putea să ajungă într-un domeniu de funcţionare în care există instabilitate ca urmare a autocentrării sale în lagăr.

Pentru a evita consecinţele nefavorabile ale înclinării fusului în lagăr şi a deformării sale, se construiesc lagăre cu cuzineţi oscilatori, caz în care deformaţia fusului nu se mai ia în calculul grosimii minime de lubrifiant h_{min}. În figura 7.30 este redată influenţa înclinării fusului în lagăr asupra portanţei. În figură s-au reprezentat diferite poziţii ale axei fusului I, II, III, faţă de axa cuzinetului şi efectul acestor poziţii asupra repartiţiei presiunii pe lungimea sa.

În cazul fusului perfect rigid, cu axa paralelă cu aceea a cuzinetului, repartiţia presiunilor este simetrică în raport cu mijlocul cuzinetului (curba I, fig. 7.30). Încovoierea fusului modifică această repartiţie a presiunii (curbele II şi III, fig. 7.30), iar grosimea peliculei de lubrifiant scade, existînd pericolul de a apare contact metal pe metal.

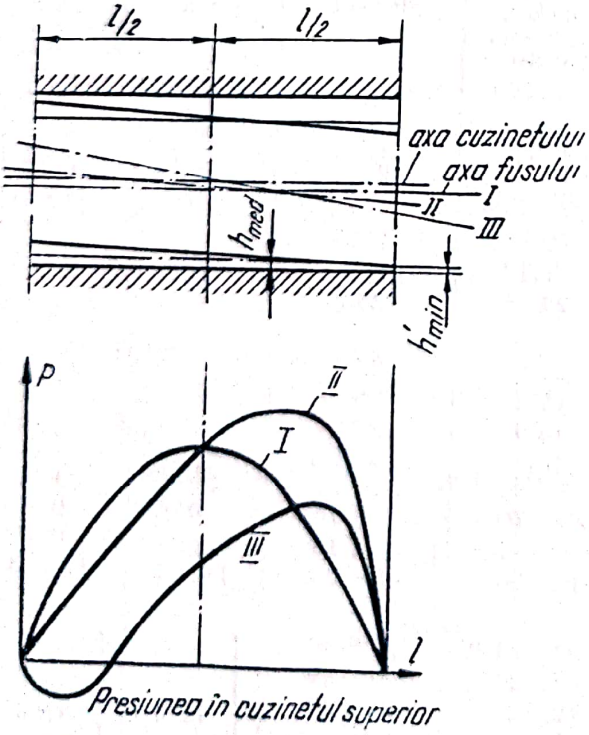


Fig. 7.30. Influenţa înclinării fusului asupra repartizării presiunii.

Efectul imediat al înclinării fusului în lagăr fiind scăderea portanţei şi încălzirea lagărului, este necesar să se verifice totdeauna mărimea săgeţii y_0 şi să fie introdusă în calculul grosimii minime h_{min} a stratului de lubrifiant.

c. **Raportul** $\frac{l}{d}$ condiţionează portanţa lagărului. În cazul fusurilor de lungime finită se modifică portanta şi coeficientul de frecare în raport cu fusul infinit. Apărînd curgerea de lubrifiant pe la capete, în cazul fusului finit portanţa scade iar coeficientul de frecare creşte aproximativ în acelaşi ritm în care scade portanţa.

Fusurile lungi duc la micşorarea debitului scurs pe la capete, dar se

Scanned with OKEN Scanner

mărește pericolul apariției încălzirii și al deformării fusului. Avînd în vedere acest lucru, raportul l/d trebuie ales cu mare grijă.

Din punct de vedere al portanței, în cazul unor presiuni medii p_m de valoare mijlocie, raportul $\frac{l}{d}$ poate fi cuprins între 0,8 și 1,2, iar pentru presiuni p_m de valoare mare $\frac{l}{d}$ =0,3 — 0,5. Acest parametru condiționează însă și încălzirea lagărului. Pentru raportul $\frac{l}{d}$ mic, pierderea frontală de lubrifiant este mare și deci se transportă spre exterior căldura din lagăr, de asemenea și deformațiile în lagăr vor fi mici. La alegerea mărimii $\frac{l}{d}$ se vor avea în vedere valorile mici, atît timp cît avantajul datorat răcirii lagărului este preponderent față de pierderea frontală de lubrifiant.

Tabelul 7.11

Valori recomandabile pentru raportul $\frac{l}{d}$ în funcție de destinația lagărului

Destinația lagărului	l/d
Turbine cu abur și turbogeneratoare	0,6—1,0
Electromotoare	0,8—1,2
Reductoare cu roți dințate și transmisii melcate	0,8—1,2
Transportoare și benzi rulante	0,8—1
Transmisii prin curele și lanțuri (transmisii liniștite)	0,8—1,5
Separatoare, centrifuge	0,5—0,8
Motoare auto și avion	0,5—0,6
Motcare Diesel	0,5—0,9
Mașini unelte	1,2—2

În tabelul 7.11 se dau valori orientative pentru $\frac{l}{d}$, în funcție de destinația lagărului. Valori $\frac{l}{d} < 0{,}3$ nu se recomandă avînd influență nefavorabilă asupra portanței filmului de lubrifiant.

d. **Alegerea uleiului și a felului ungerii.** Determinarea viscozității η necesară asigurării portanței filmului de lubrifiant trebuie făcută în funcție de temperatura de funcționare a lagărului. În cazul proiectării unui lagăr la care nu se dispune de date inițiale privind regimul său termic, alegerea viscozității se poate face prin metoda prezentată în paragraful 7.4.1.4, sau cu ajutorul cifrei de încărcare Φ_{P_0} (tabelul 7.12) [30], pentru care este

Scanned with OKEN Scanner

Tabelul 7.12

Valori pentru cifra de încărcare Φ_{P0} privind alegerea lubrifiantului

Raportul $\frac{l}{d}$	Diametrul fusului (mm)								
	30	40	50	60	70	80	100	150	200
	Valoarea Φ_{P0}, pentru jocul relativ $\psi = 0{,}001$								
0,6	0,28	0,35	0,42	0,53	0,65	0 80	1,0	2,0	3,0
0,8	0,44	0,54	0,64	0,80	0,95	1,2	1,5	2,7	4,0
1,0	0,58	0,72	0,85	1,0	1,2	1,5	1,9	3,3	4,5
1,2	0,70	0,80	1,0	1,2	1,4	1,7	2,2	3,7	5,0
	Valoarea lui Φ_{P0}, pentru $\psi = 0{,}002$								
0 6	0,42	0,53	0,65	0,80	1,0	1,4	2,0	3,0	5,0
0,8	0,64	0,80	0,95	1,2	1,5	1,9	2,7	4,0	6,0
1,0	0,85	1,0	1,2	1,5	1,9	2,4	3,3	4,5	7,0
1,2	1,0	1,2	1,4	1,7	2,2	2 6	3,7	5,0	8,0
	Valoarea lui Φ_{P0}, pentru $\psi = 0{,}003$								
0,6	0,65	0,80	1,0	1,4	2,0	3,0	4,0	5,0	6,0
0,8	0,95	1,2	1,5	1,9	2,7	4,0	5,0	6,0	8,0
1,0	1,2	1,5	1,9	2,4	3,3	4,5	6,0	7,0	9,0
1,2	1,4	1,7	2,2	2,6	3,7	5,0	6,5	8,0	10,0

Valorile viscozității ν

Nr. crt.	Denumirea claselor	Denumirea grupelor	Notarea uleiului STAS 871–68	Notarea anterioară după STAS sau norme interne
1	2	3	4	5
1	Uleiuri pentru motoare	Uleiuri pentru motoare cu aprindere prin scînteie	M 20 W	403 (STAS 751-49)
			M 20	405 (STAS 751-49)
			M 30	$\frac{408}{410}$ (STAS 751-49)
			M 40	413 (STAS 751-49)
			M 50	419 (STAS 751-49)
			M 20 Extra	405 AM (NID 3363-65)
				SR 211 (iarnă) (NID 3170-65)
			M 30 Extra	$\frac{408\text{ AM}}{410\text{ AM}}$ (NID 3363-65)
				SR 211 (vară)
			M 40 Extra	413 AM (NID 3363-65)
			M20W/40 Extra	Ulei unic (CS 32-65 Raf 3)
		Uleiuri pentru motoare cu aprindere prin compresiune (Diesel)	D 30 Premium	UT4 (NID 2966-65)
			D 40 Premium	T16a (STAS 7198-65)
			D 50 Premium	N 22A(STAS 7422-66)
			D 30 Super 1	DS 30 (NID 3536-67)
				Ulei tip LDE (NID 3537-67)
			D 40 Super 1	DS 40 (NID 3536-67)
		Uleiuri pentru aviație	AVI 9	AVI 9 (STAS 8205-68)
			AVI 22	AVI 22 (NID 3624-68)

Scanned with OKEN Scanner

îndeplinită condiția frecării lichide. Această condiție, pentru cazul unui lagăr la care se cunoaște cifra de încărcare Φ_P, este

$$\Phi_P \leqslant \Phi_{P_0}$$

sau

$$\frac{p_m \psi^2}{\eta \omega} \leqslant \Phi_{P_0}. \qquad (7.113)$$

Din relația (7.113) se deduce valoarea limitei inferioare pentru η, care asigură frecarea lichidă la temperatura de funcționare acceptată și care urmează a fi verificată ulterior :

$$\eta \geqslant \frac{p_m \psi^2}{\omega \Phi_{P_0}} \text{ [daN·s/m}^2\text{]}. \qquad (7.114)$$

Orice lubrifiant care are η mai mare decît valoarea dedusă mai sus, asigură condiții de formare a presiunii hidrodinamice. Nu trebuie însă ales un ulei cu viscozitate prea mare, deoarece se măresc pierderile prin frecare în lagăr, ca urmare a rezistenței vîscoase a lubrifiantului în timpul rotirii fusului. În tabelul 7.13 se dau valorile lui η pentru unele calități de uleiuri.

Tabelul 7.13

pentru diferite uleiuri

Viscozitatea la 50°C			
c St	°E	$\frac{\text{daN.s}}{\text{m}^2}$	cP
6	7	8	9
21 — 29,5	3—4	0,00191—0,00268	18,7— 26,2
39,5— 41,5	4,5— 5,5	0,00362—0,00380	35,4— 37,2
57 — 64	7,5— 8,5	0,00523—0,00588	51,3— 57,6
72,5— 84	9,5—11	0,00670—0,00775	65,6— 76
98,5—106	13 —14	0,00910—0,00980	89,2— 96
144 —155	19 —20	0,01340—0,01440	131 —141
39,5— 41,5	4,5— 5,5	0,00362—0,00380	35,4—37,2
57 — 64	7,5— 8,5	0,00523—0,00588	51,3—57,6
72,5— 84	9,5—11	0,00670—0,00775	65,6—76
98,5—106	13 —14	0,00910—0,00980	89,2—96
64 -72,5	8,5— 9,5	0,00588—0,00670	57,6—65,6
16 — 17,5*	2,4— 2,75*	0,00147—0,00161*	14,4—15,75*
22*	3,2*	0,00202*	19.8*
8,30 — 9,6	1,4— 1,6	0,00765—0,00883	7,47— 8,64

Scanned with OKEN Scanner

Nr. crt.	Denumirea claselor	Denumirea grupelor	Notarea uleiului STAS 871-68	Notarea anterioară după STAS sau norme interne
1	2	3	4	5
2	Uleiuri pentru maşini şi utilaje industriale	Uleiuri industriale	I 135	118 (STAS 383-49)
			I 138	118/8,6 (STAS 743-49)
			I 140	119 (STAS 743-49)
			I 160	220 (STAS 119-250)
			I 180	123 (STAS 383-49)
			I 230	228 (STAS 1193-50)
		Uleiuri de cilindru	C 250	C250 (STAS 385-55)
			C 255	C 255 (STAS 385-55)
			C 265	C 265 (STAS 385-55)
			C 315	C 315 (STAS 385-55)
		Uleiuri de compresoare	K 38	305 (STAS 1195-56)
			K 65	UC2 (NID 3564-67)
			K 70	309 (STAS 1196-56)
			K 85	311 (STAS 6971-64)
			K 92	312 (STAS 1197-56)
			K 135	316 (STAS 1198-56)
			K 155	320 (STAS 1199-50)
		Uleiuri de turbine	Tb 22	Tb 5003 (STAS 742-49)
			Tb 30	Tb 5004 (STAS 742-49)
			Tb 35	Tb 5005 (STAS 742-49)
		Uleiuri pentru lagăre	L 9	L 2 (NID 3627-68)
			L 90	Lagăre LDE (STAS 7332-65)
			L 230	L 30 (NID 3623-67)
		Uleiuri pentru transmisii industriale, angrenaje, lanţuri şi roţi dinţate	TIN 25	T 10003 (STAS 753-49)
			TIN 32	T 10004 (STAS 753-49)
			TIN 30	Unic pentru transmisii (NID 3425-65)
			TIN 150	Ulei pentru LDE (NID 3312-64)
			TIN 155	R 10020 (STAS 509-49)

* Viscozitatea la 100 °C.

7.4.1.4. Metoda de calcul a lagărelor radiale cu alunecare

Scopul calculului lagărelor este determinarea siguranţei în funcţionare. Siguranţa în funcţionare pentru un lagăr, înseamnă funcţionarea lagărului la o temperatură admisibilă şi evitarea uzurii.

Pentru atestarea funcţionării lagărului la o temperatură admisibilă se calculează temperatura de funcţionare, iar în scopul evitării uzurii se determină turaţia de trecere.

Raportul dintre turaţia de regim n şi turaţia de trecere n_{tr}, exprimă depărtarea de frecarea mixtă, adică exprimă siguranţa funcţionării în

Scanned with OKEN Scanner

Tabelul 7.13 (continuare)

Viscozitate la 50°C			
c St	°E	$\frac{daN.s}{m^2}$	cP
6	7	8	9
138 −144	18 −19	0,01340−0,01400	131,1−137
138 −144	18 −19	0,01340−0,01400	131,1−137
138 −144	18 −19	0,01340−0,01400	131,1−137
155 −168	20 −22	0,01485−0,01610	145,5−157,8
175 −190	23 −25	0,01710−0,01860	167,5−182
212 −245	28 −32	0,02035−0,02360	199,2−230,5
21 −30	3 −4	0,00193−0,00276	18,9−27
21 −30	3 −4	0,00193−0,00276	18,9−27
30 −40	4 −5	0,00276−0,00368	27 −36
45 −68	6 −9	0,00414−0,00625	40,5−61,2
37,3−45,1	5 −6	0,00348−0,00422	34,1−41,25
64,5− 72,2	8,5− 9,5	0,00605−0,00675	59,2− 66
79,78− 95	10,5−12,5	0,00748−0,00890	73,2− 87,1
87.4−102,6	11,5−13,5	0,00821−0,00965	80,4− 94,5
121 −137	16 −18	0,01150−001305	112,5−127,5
155 −168	20 −22	0,0147 −0,01700	144 −166,2
16,5− 21	2,5− 3	0,00151−0,0193	14,85−18,9
25,5− 37,5	3,5−5	0,00234−0,00344	22,95−33,75
33,5− 41,5	4,5−5,5	0,00311−0,00384	30,45−37,55
11,5− 12,5	1,9− 2,1	0,00108−0,00117	10,58−11,49
* 21 − 24,4	* 3 − 3,5	*0,00193−0,00224	*18,9−21,96
* 30 − 33,5	* 4 − 4,5	*0,00276−0,00308	*27 −30,15
*155 −190	* 20 −25	*0,01573−0,01934	*154 −189

domeniul ungerii lichide; acest raport se recomandă a fi mai mare decît viteza periferică a fusului în m/s, dacă aceasta este mai mare de 3 m/s [153], deci

$$\frac{n}{n_{tr}} > |v|, \text{ dar cel puţin 3.}$$

Pentru calculul lagărelor, trebuie cunoscute sarcina şi turaţia. De asemenea, se presupun cunoscute, din calculul de rezistenţă, diametrul fusului şi dimensiunile principale ale lagărului.

Jocul relativ se calculează cu relaţia (7.110), sau se alege din tabelul 7.9.

Scanned with OKEN Scanner

Materialul fusului şi cel al cuzinetului intervin în calcule în mod indirect prin intermediul presiunii medii pe fus p_m.

Cunoscînd sarcina F, turaţia n, jocul relativ ψ, şi presiunea medie p_m, se impune alegerea sau verificarea lubrifiantului care să asigure funcţionarea lagărului în domeniul hidrodinamic.

În practică se pot întîlni unul din următoarele două cazuri:

— tipul uleiului este prescris, se cere calculul temperaturii şi verificarea funcţionării lagărului în domeniul frecării lichide, prin calculul turaţiei de trecere;

— tipul uleiului este la libera alegere a proiectantului; se cere temperatura şi verificarea lui n_{tr}.

a. **Tipul uleiului cunoscut** (se cunoaşte viscozitatea uleiului la 50°C).

Pentru simplificarea metodei de calcul se va considera iniţial că lagărele funcţionează cu răcire naturală. În cazul în care temperatura la care se va stabili regimul de echilibru termic va fi prea mare, se va trece la lagăre cu recirculaţie de ulei şi se va calcula debitul de ulei necesar răcirii.

Avînd în vedere că ecuaţia coeficientului de frecare are două forme, în funcţie de cifra de încărcare, ecuaţiile (7.91) şi 7.92), de asemenea, şi ecuaţia echilibrului termic (7.106) are două forme.

Notînd cu P_f puterea pierdută prin frecare şi ţinînd seama de relaţiile (7.91 şi 7.92), ecuaţia (7.106) devine [153].

$$P_f = \mu F v = \frac{3\psi}{\sqrt{\Phi_P}} F v = \frac{3\sqrt{\eta\omega}}{\sqrt{p_m}} F v = \alpha A (t - t_0), \text{ pentru } \Phi_P > 1; \quad (7.115)$$

$$P_f = \mu F v = \frac{3\psi}{\Phi_P} F v = \frac{3\eta\omega}{p_m \psi} F v = \alpha A (t - t_0), \text{ pentru } \Phi_P < 1. \quad (7.116)$$

Înlocuind pe ψ în ‰, F în daN, v în m/s, ω în funcţie de v, p_m în funcţie de F şi d, l în mm, η în cP, ecuaţiile (7.115) şi (7.116) se pot scrie sub forma:

$$P_f = \frac{4{,}25\, v}{100} \sqrt{F v l} \sqrt{\eta} = \frac{3\psi}{1000} \frac{F v}{\sqrt{\Phi_P}}, \text{ pentru } \Phi_P > 1; \quad (7.117)$$

$$t - t_0 = \frac{4{,}25\, v}{100 \cdot \alpha A} \sqrt{F v l} \sqrt{\eta} = W \sqrt{\eta}, \text{ pentru } \Phi_P > 1; \quad (7.118)$$

$$P_f = 0{,}6 \frac{l v^2}{\psi} \eta = \frac{3\psi}{1000} \frac{F v}{\Phi_P}, \text{ pentru } \Phi_P < 1; \quad (7.119)$$

$$t - t_0 = 0{,}6 \frac{l v^2}{\alpha A \psi} \eta, \text{ pentru } \Phi_P < 1. \quad (7.120)$$

Dacă în expresia cifrei de încărcare se înlocuiesc p_m în daN/cm², ψ în ‰, η în cP, sau forţa în daN, v în m/s, l în m, aceasta va avea forma

$$\Phi_P = \frac{F \psi^2}{200\, \eta v l} = 100 \frac{p_m \psi^2}{\eta \omega}. \quad (7.121)$$

Scanned with OKEN Scanner

În ecuaţiile (7.118) şi (7.120), intervine viscozitatea, care la rîndul ei este o funcţie de temperatură. Pentru rezolvarea acestor ecuaţii în scopul determinării temperaturii de funcţionare a lagărelor se utilizează ecuaţia de variaţie a viscozităţii cu temperatura [131]:

$$\eta = 0{,}18 \exp\left[400 \lg \frac{\eta_{50}}{0{,}18}\left(\frac{1}{t+95} - 0{,}00114\right)\right] = \eta(t). \qquad (7.122)$$

Rezolvarea pe cale analitică a ecuaţiilor (7.118, 7.120 şi 7.122), se poate face cu ajutorul maşinilor electronice de calcul [85].

Pentru calcule curente se poate utiliza metoda grafică [153]. În acest scop se reprezintă ecuaţia (7.122) într-un sistem de coordonate dublu logaritmice (fig. 7.31), η în funcţie de $t-t_0$, adoptînd pentru t_0 o valoare constantă ($t_0 = 20°C$). În acest sistem de coordonate, ecuaţia (7.118) reprezintă o dreaptă cu înclinaţia de 1/1 (45°, dreapta 1), iar ecuaţia (7.120), o dreaptă cu înclinaţia de 1/2 (dreapta 2).

Intersecţia fiecărei drepte cu curba de variaţie a viscozităţii uleiului determină un punct ale cărui coordonate reprezintă temperatura de funcţionare şi viscozitatea lubrifiantului la temperatura de funcţionare.

Trebuie însă precizat care din cele două ecuaţii (7.118) sau (7.120) se va utiliza, întrucît la început necunoscînd temperatura şi deci nici viscozitatea nu se poate cunoaşte dacă Φ_P este mai mare sau mai mic decît unu. Pentru rezolvarea acestei probleme se observă că dreptele 1 şi 2, figura 7.31, se intersectează într-un punct. Punctul de intersecţie corespunde valorii $\Phi_P = 1$, aceasta deoarece numai pentru $\Phi_P = 1$ ecuaţiile (7.118) şi (7.120) sînt identice.

Dreapta *1* este utilizabilă numai pe porţiunea de sub punctul de intersecţie deoarece numai valorile mici ale lui η asigură $\Phi_P > 1$. Din contră, dreapta *2* este utilizabilă numai de la punctul de intersecţie în sus deoarece numai valorile mari ale lui η asigură $\Phi_P < 1$.

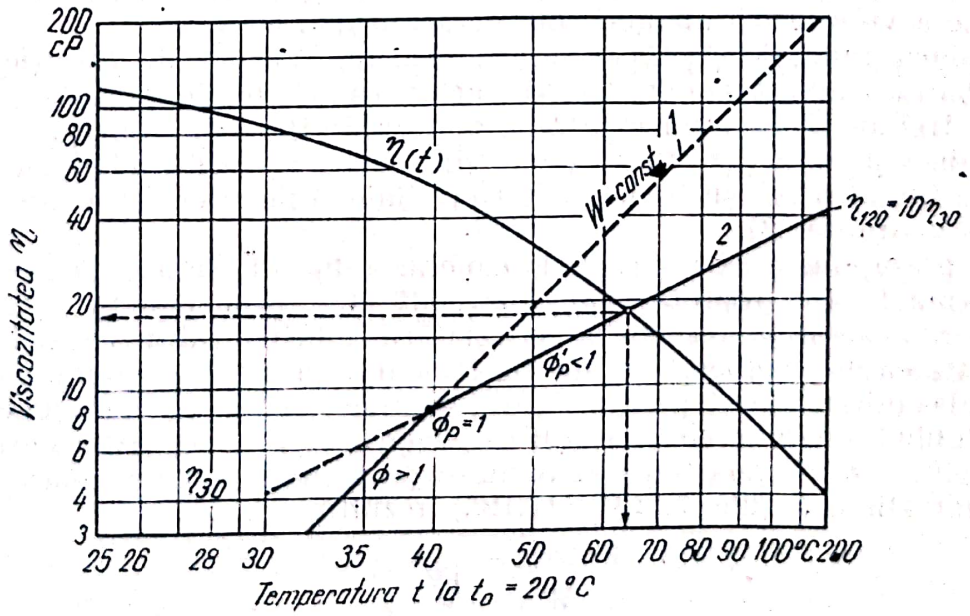


Fig. 7.31. Determinarea grafică a temperaturii de funcţionare a lagărului.

Scanned with OKEN Scanner

Deci, dacă se cunoaşte punctul pentru care $\Phi_P = 1$, se poate preciza care din cele două drepte, respectiv ecuaţii, trebuie folosită. În acest sens se observă că din ecuaţiile (7.118 şi 7.120), pentru $\Phi_P = 1$, rezultă

$$P_f^* = \frac{3\psi}{1000} Fv \tag{7.123}$$

Din ecuaţia (7.121), tot pentru $\Phi_P = 1$, rezultă

$$\eta^* = \frac{F\psi^2}{200\, vl}, \tag{7.124}$$

iar din ecuaţiile (7.115) sau (7.116) (indiferent, pentru că se consideră $\Phi_P = 1$), rezultă

$$t^* = t_0 + \frac{P_f^*}{\alpha A}, \tag{7.125}$$

sau pentru cazul particular $t_0 = 20°C$,

$$t^* = 20 + \frac{P_f^*}{\alpha A} \tag{7.126}$$

unde cu P_f^*, η^* şi t^* s-au notat puterea pierdută prin frecare, viscozitatea şi temperatura pentru cazul în care Φ_P ar fi egal cu 1.

Punctul de coordonate η^* şi t^*, determină în figura 7.31 punctul pentru care $\Phi_P = 1$.

Ştiind că dreptele *1* şi *2* trec prin punctul pentru care $\Phi_P = 1$ şi cunoscînd, aşa cum s-a arătat mai sus, care din ramurile celor două drepte este utilizabilă, rezultă următoarele concluzii:

— dacă punctul de coordonate η^* şi t* se găseşte chiar pe curba de variaţie a viscozităţii uleiului considerat, atunci $\Phi_P = 1$;

— dacă punctul (η^*, t^*) se găseşte deasupra curbei de variaţie a viscozităţii uleiului, atunci $\Phi_P > 1$ (în acest caz curba de variaţie a viscozităţii trebuie să fie intersectată de ramura de jos a dreptei *1*);

— dacă punctul (η^*, t^*) se găseşte sub curba viscozităţii lubrifiantului, $\Phi_P < 1$ (în acest caz curba viscozităţii trebuie să fie intersectată de partea de sus a dreptei *2*).

Să presupunem că s-a ajuns la concluzia $\Phi_P > 1$. În acest caz se duce o dreaptă la 45° (reprezentînd ecuaţia (7.118), prin punctul η^* şi t^*); intersecţia acesteia cu curba viscozităţii lubrifiantului va determina viscozitatea la temperatura de funcţionare, precum şi temperatura t (la t_0 ales iniţial). Pentru simplificare, se observă că în sistemul de coordonate dublu logaritmic, constanta W din ecuaţia (7.118) reprezintă ordonata la origine, deci cunoaşterea ei permite de asemenea determinarea lui η şi a lui t. Din ecuaţiile (7.118) şi (7.125) rezultă

$$W = \frac{P_f^*}{\alpha A \sqrt{\eta^*}}. \tag{7.127}$$

Scanned with OKEN Scanner

Din ecuațiile (7.121) și (7.124) rezultă

$$\Phi_P = \eta^*/\eta, \tag{7.128}$$

care trebuie să fie mai mare decît unitatea, iar puterea pierdută prin frecare se poate calcula cu relația

$$P_f = \frac{P_f^*}{\sqrt{\Phi_P}}, \text{ pentru } \Phi_P > 1, \tag{7.129}$$

dedusă din ecuațiile (7.117) și (7.123).

Coeficientul de frecare se calculează din ecuația (7.115),

$$\mu = \frac{P_f}{Fv}. \tag{7.130}$$

Dacă în urma calculului lui η^* și t^* se ajunge la concluzia că $\Phi_P < 1$ (punctul η^*, t^* se găsește sub curba viscozității lubrifiantului), trebuie trasată dreapta *2* care reprezintă ecuația (7.120). În acest scop se determină valorile viscozității la două temperaturi diferite (de exemplu la $t = 30°C$, η_{30} și la $t = 120°C$, η_{120}; s-au ales aceste valori pentru că la $t_0 = 20°C$ rezultă $t - t_0 = 10°C$, respectiv 100°C, ceea ce simplifică calculele). Prin unirea celor două puncte η_{30} și η_{120} va rezulta dreapta *2* a cărei intersecție cu curba viscozității lubrifiantului va determina temperatura și viscozitatea de funcționare.

Din ecuațiile (7.116) și (7.119) rezultă

$$t - t_0 = \frac{3\psi F v}{1000\,\alpha A \Phi_P}. \tag{7.131}$$

Ținînd seama de relațiile (7.123) și (7.128), ecuația (7.131) devine

$$t - t_0 = \frac{P_f^* \eta}{\alpha A \eta^*}. \tag{7.132}$$

De remarcat că ecuația (7.128) este valabilă și pentru cazul $\Phi_P < 1$.

Dînd lui t valorile particulare $t = 30°C$ și $t = 120°C$, din ecuația (7.132) rezultă mărimile ajutătoare de calcul η_{30} și η_{120}:

$$\eta_{30} = 10\alpha A\, \eta^*/P\ ; \tag{7.133}$$

$$\eta_{120} = 100\, \alpha A \eta^*/P_f^* = 10\, \eta_{30}, \tag{7.134}$$

care permit trasarea dreptei *2* și deci calculul grafic al temperaturii și viscozității lubrifiantului.

Puterea pierdută prin frecare rezultă din ecuațiile (7.119) și (7.123):

$$P_f = P_f^*/\Phi_P, \text{ pentru } \Phi_P < 1. \tag{7.135}$$

Se observă că este diferită de ecuația lui P_f pentru cazul $\Phi_P > 1$.

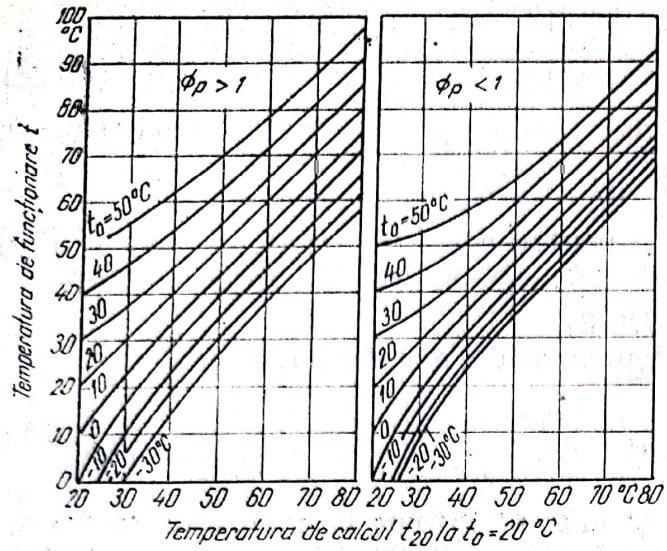


Fig. 7.32. Diagrama pentru determinarea temperaturii de funcționare în cazul $t_0 \neq 20°$ C.

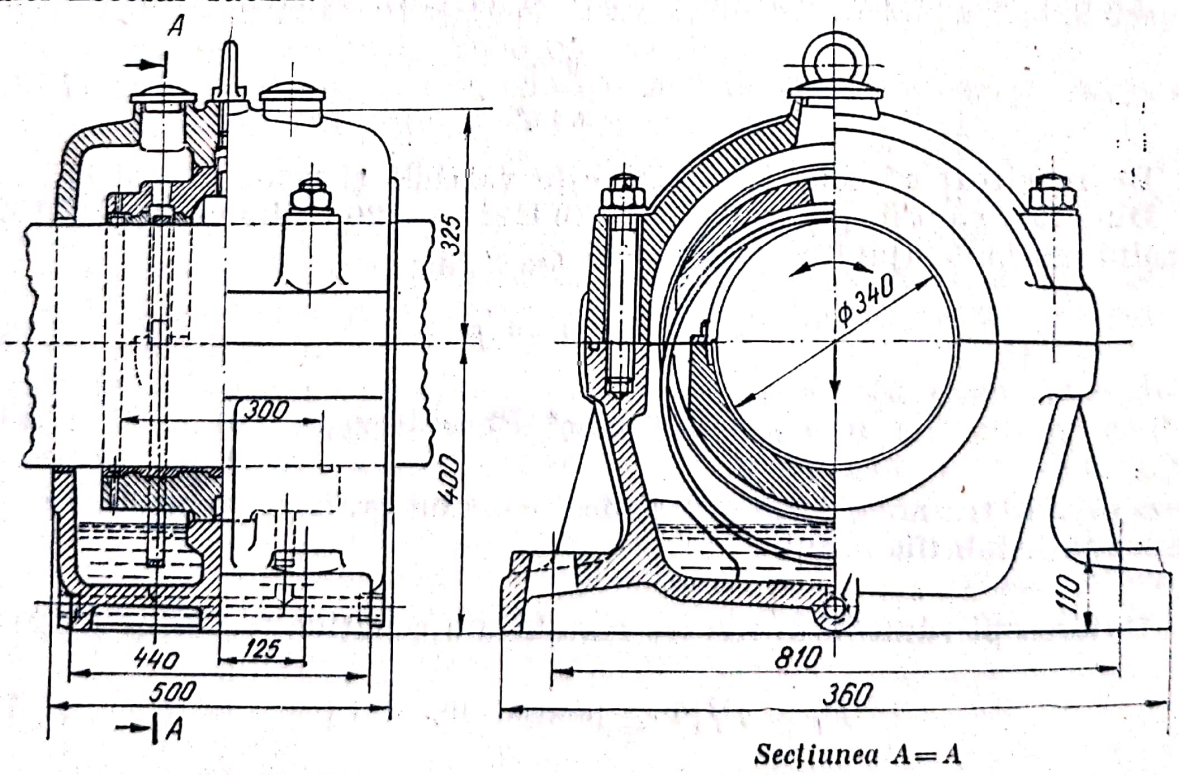
Dacă temperatura mediului ambiant t_0 este diferită de 20°C (cît s-a adoptat în calcul), atunci este necesară introducerea unei corecturi. Temperatura de funcționare a lagărului corespunzătoare temperaturii mediului ambiant diferită de 20°C se determină din diagramele din figura 7.32 [153].

În acest caz, viscozitatea lubrifiantului se determină din diagrama de variație a viscozității în funcție de temperatura stabilită anterior.

Verificarea funcționării lagărului în domeniul ungerii lichide se face prin determinarea turației de trecere, cu relația (7.96). Dacă $\frac{n}{n_{tr}} < |v|$ și cel puțin 3 (pentru $v < 3$ m/s), atunci lagărul funcționează în regim hidrodinamic.

Dacă temperatura de funcționare rezultată din calcul prin metoda de mai sus este prea mare, sau nu verifică turația de trecere, se impune recircularea uleiului. Debitul de ulei necesar răcirii se calculează cu relația (7.108).

În acest caz se impune viscozitatea și din diagramă rezultă temperatura (sau invers); se calculează Φ_P și P_f. Cunoscînd P_f, rezultă debitul de ulei necesar răcirii.



Secțiunea $A=A$

Fig. 7.33. Lagăr cu alunecare pentru suflante mari.

Pentru ilustrarea metodei de calcul se dau mai jos două exemple, unul pentru $\Phi_P > 1$ şi unul $\Phi_P < 1$ [153]. Pentru a uşura utilizarea în practică a metodei, mersul calculelor a fost sistematizat într-un formular de calcul [153].

În primul exemplu se tratează un lagăr de construcţie nouă, destinat unei suflante mari (fig. 7.33).

Datele iniţiale precum şi mersul calculelor se dau în formularul din tabelul 7.14.

Pentru determinarea temperaturii şi a viscozităţii de funcţionare s-a utilizat diagrama din figura 7.34, unde dreapta *1* reprezintă ecuaţia (7.118).

Tabelul 7.14

Exemplu de calcul

Nr. crt.	Mărimea (simbolul)	Relaţia de calcul (Explicaţii)	Calcul	Rezultat	Unitatea de măsură
1	Diametrul (d)	—	—	340	mm
2	Lungimea (l)	—	—	300	mm
3	Sarcina (F)	—	—	13 500	daN
4	Presiunea medie (p_m)	$\frac{F}{dl}$	$\frac{13500}{34 \cdot 30}$	13,2	$\frac{\text{daN}}{\text{cm}^2}$
5	Turaţia (n)	—	—	245	rot/min
6	Viteza periferică (v)	$\frac{\pi dn}{60}$	$\frac{\pi \cdot 0{,}340 \cdot 245}{60}$	4,36	m/s
7	Jocul relativ (ψ)	—	—	0,91	‰
8	Jocul diametral (Δ)	ψd	$0{,}91 \cdot 340$	≈310	μm
9	Temperatura mediului ambiant (t_0)	—	—	35	°C
10	Volumul fusului (V_f)	$\pi d^2 l/4$	$\pi \cdot 3{,}4 \cdot 3/4$	27,2	dm³
11	Coeficientul de convecţie (α)	dacă $V' \ll 1{,}2$ m/s, $\alpha = 2$ dacă $V' > 1{,}2$ m/s, $\alpha = 0{,}7+1{,}2\sqrt{V'}$	—	2	$\frac{\text{daW}}{\text{m}^2\,°\text{C}}$
12	Suprafaţa de schimb de căldură (A)	$\pi H (L + 0{,}5\,H)$, sau $(15\ldots20)\,dl$	$\pi \cdot 0{,}725(0{,}5+ +0{,}363)$	≈2	m²
13	Puterea pierdută prin frecare la $\Phi_P = 1$ (P_f^*)	$\frac{3\psi}{1000} Fv$	$\frac{3 \cdot 0{,}91}{1000} \cdot 13500 \cdot 4{,}36$	161	daW
14	Viscozitatea la $\Phi_P = 1$ (η^*)	$\frac{F\psi^2}{200\ vl}$	$\frac{13500 \cdot 0{,}91^2}{200 \cdot 4{,}35 \cdot 0{,}3}$	42,8	cP
15	Viscozitatea uleiului la 50°C (η_{50})	—	—	40	cP
16	Temperatura la $\Phi_P = 1$ (t^*)	$20 + \frac{P_f^*}{\alpha A}$	$20 + \frac{161}{2 \cdot 2}$	60,3	°C

Scanned with OKEN Scanner

Tabelul 7.14. (continuare)

Nr. crt.	Mărimea (simbolul)	Relaţia de calcul (Explicaţii)	Calcul	Rezultat	Unitatea de măsură
17	Mărimea lui Φ_P în raport cu 1	Dacă punctul t^*, η^* se găseşte deasupra curbei viscozităţii atunci $\Phi_P > 1$; în caz contrar $\Phi_P < 1$	—	$\Phi_P > 1$	—
18	Factorul W sau viscozitatea la 30 °C (η_{30})	$P_f^*/\alpha A\sqrt{\eta^*}$ $10\,\alpha A\eta^*/P_f^*$	$161/2 \cdot 2\sqrt{42,8}$ —	6,16 —	— —
19	Temperatura lagărului la $t_0 = 20$ °C (t_{20})	—	—	55	°C
20	Temperatura lagărului la t_0 dat (t)	—	—	64	°C
21	Viscozitatea la temperatura de funcţionare (η)	—	—	22	cP
22	Turaţia de trecere (n_{tr})	$\dfrac{F}{C_{tr}\eta V_f}$	$\dfrac{13500}{1 \cdot 22 \cdot 27,2}$	22,6	$\dfrac{\text{rot}}{\text{min}}$
23	Raportul n/n_{tr}	Trebuie să fie egal cu $\lvert v \rvert$ şi cel puţin 3.	$\dfrac{245}{22,6}$	10,8	—
24	Cifra de încărcare (Φ_P)	η^*/η	42,8/22	1,94	—
25	Puterea pierdută prin frecare (P_f)	pentru $\Phi_P > 1$, $P_f^*/\sqrt{\Phi_P}$ pentru $\Phi_P < 1$, P_f^*/Φ_P	$161/\sqrt{1,94}$ —	116 —	daW —
26	Temperaturile de intrare şi ieşire ale uleiului (t_1, t_2)	—	—	— —	°C °C
27	Debitul de ulei necesar răcirii (Q_r)	$P_f/3\ (t_2 - t_1)$	—	—	l/min
28	Debitul de comparaţie (Q_p)	$\psi V_f\, n/1000$	—	—	l/min
29	Coeficientul de frecare (μ)	$P_f/F\, v$	$116/13500 \cdot 4,36$	$1,97 \cdot 10^{-3}$	—

Întrucît $t_0 \neq 20$°C, după determinarea temperaturii t_{20} (adică temperatura de funcţionare în ipoteza că $t_0 = 20$°C), s-a utilizat diagrama din figura 7.32, pentru determinarea temperaturii de funcţionare la t_0 dat ($t_0 = 35$°C).

Exemplul al doilea tratează calculul unui lagăr pentru un electromotor de 40 kW (fig. 7.35).

Scanned with OKEN Scanner

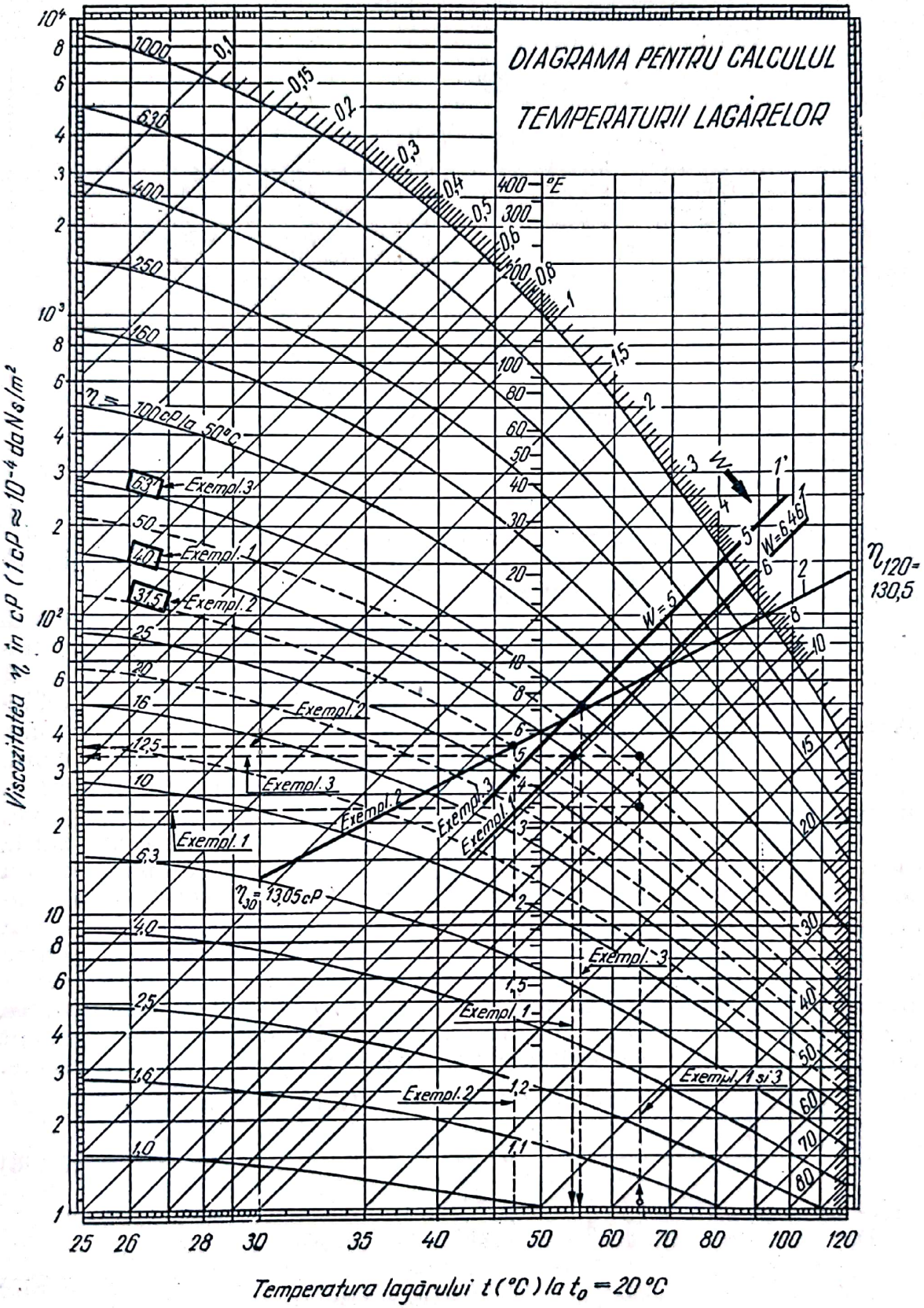


Fig. 7.34. Diagramă pentru calculul temperaturii lagărelor.

Scanned with OKEN Scanner

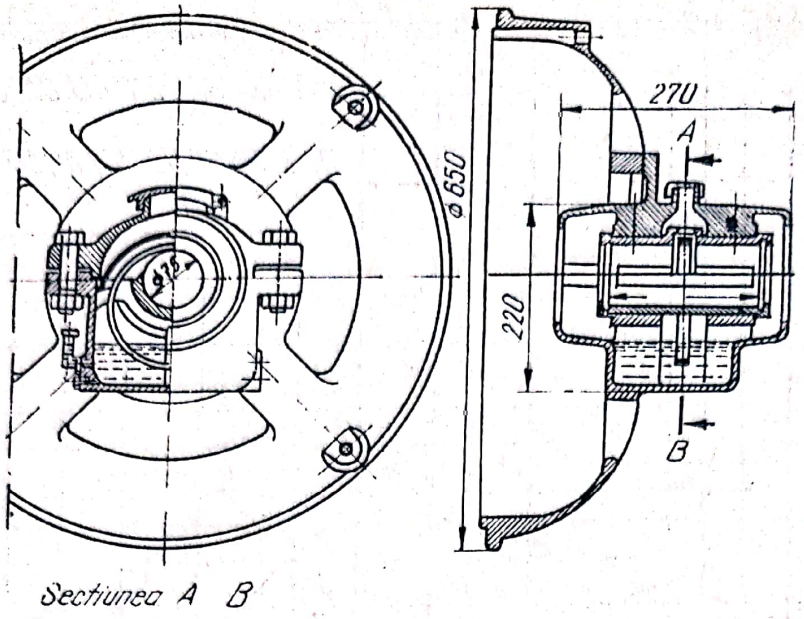


Fig. 7.35. Lagărul unui electromotor.

Mersul calculului se vede în formularul din tabelul 7.15.

Temperatura și viscozitatea de funcționare s-au determinat utilizînd diagrama din figura 7.34 (dreapta 2).

Așa cum rezultă și din aceste două exemple, metoda pentru calculul temperaturii și a viscozității de funcționare a lagărului certifică funcționarea lagărului în domeniul ungerii lichide (prin calculul lui n_{tr}). Un alt avantaj este acela că în cazul în care se dispune de mai multe sorturi de uleiuri, diagrama din figura 7.34 permite alegerea celui mai potrivit ulei atît din punct de vedere al portanței cît și al temperaturii de funcționare.

b. **Tipul uleiului este la libera alegere a proiectantului.** În principiu, metoda de calcul este identică cu aceea descrisă în paragraful anterior, singura deosebire constă în faptul că din sorturile de uleiuri ce ne stau la dispoziție trebuie ales acel ulei care asigură funcționarea la o temperatură admisibilă în domeniul ungerii lichide. În acest scop se vor trasa pe diagrama de variație a viscozității uleiurilor cu temperatura (fig. 7.31), atît dreapta *1* (corespunzătoare cazului $\Phi_P > 1$), cît și dreapta *2* (pentru $\Phi_P < 1$). Fiecare punct de intersecție al dreptelor *1* și *2* cu curba viscozității uleiurilor reprezintă un punct ce caracterizează funcționarea lagărului în cazul alegerii uleiului respectiv. În alegerea unui anumit ulei se va ține seama de condiția impusă asupra mărimii turației de trecere.

Din condiția $\frac{n}{n_{tr}} > |v|$, dar cel puțin 3, rezultă turația de trecere

$$n_{tr} = \frac{n}{C_1}, \tag{7.136}$$

unde $C_1 = |v|$, dacă $v > 3$ m/s și $C_1 = 3$, dacă $v \leqslant 3$ m/s.

Din relațiile (7.96) și (7.136) rezultă viscozitatea minimă η_{min}:

$$\eta_{min} = \frac{FC_1}{c_{tr} V_f n}. \tag{7.137}$$

Condiția de funcționare a lagărului în domeniul hidrodinamic cere ca viscozitatea la temperatura de funcționare să fie mai mare decît η_{min}.

Tabelul 7.15

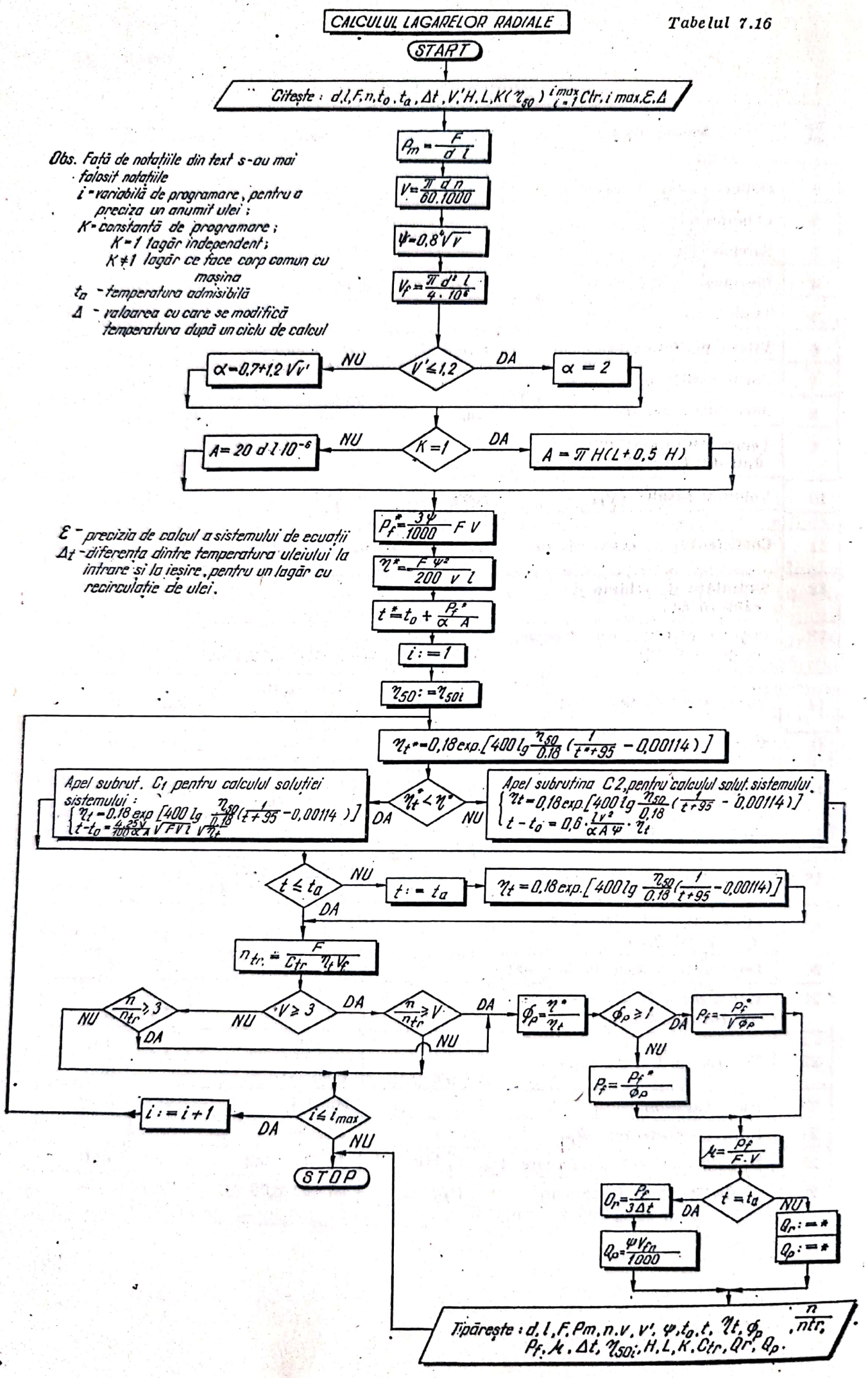
Exemplu de calcul

Nr. crt.	Mărimea (simbolul)	Relația de calcul	Calculul	Rezultat	Unitatea de măsură
1	Diametrul (d)	—	—	75	mm
2	Lungimea (l)	—	—	170	mm
3	Sarcina (F)	—	—	120	daN
4	Presiunea medie (p_m)	F/dl	$120/7{,}5 \cdot 17$	0,94	daN/cm²
5	Turația (n)	—	—	965	rot/min.
6	Viteza periferică (v)	$\pi dn/60$	$\pi \cdot 0{,}075 \cdot 965/60$	3,79	m/s
7	Jocul relativ (ψ)	—	—	1,6	‰
8	Jocul diametral (Δ)	ψd	$1{,}6 \cdot 75$	120	μm
9	Temperatura mediului ambiant (t_0)	—	—	20	°C
10	Volumul fusului (V_f)	$\pi d^2 l/4$	$\pi \cdot 0{,}75^2 \cdot 1{,}7/4$	0,75	dm³
11	Coeficientul de convecție (α)	$0{,}7+1{,}2\sqrt{v}$	$0{,}7+1{,}2\sqrt{2{,}5}$	2,6	$\frac{daW}{m^2 °C}$
12	Suprafața de schimb de căldură (A)	—	—	0,46	m²
13	Puterea pierdută prin frecare, la $\Phi_P = 1$ (P_f^*)	$3\psi Fv/1000$	$3 \cdot 1{,}6 \cdot 120 \cdot 3{,}79/1000$	2,183	daW
14	Viscozitatea la $\Phi_P = 1$ (η^*)	$F\psi^2/200\ vl$	$\frac{120 \cdot 1{,}6^2}{200 \cdot 3{,}79 \cdot 0{,}17}$	2,38	cP
15	Viscozitatea uleiului la 50°C (η_{50})	—	—	31,5	cP
16	Temperatura la $\Phi_P = 1$ (t^*)	$20 + \frac{P_f^*}{\alpha A}$	$20 + \frac{2{,}183}{2{,}6 \cdot 0{,}46}$	≈21,8	°C
17	Mărimea lui Φ_P în raport cu 1	—	—	$\Phi_P < 1$	
18	Viscozitatea la 30 °C (η_{30})	$10\ \alpha A \frac{\eta^*}{P_f^*}$	$10 \cdot 2{,}6 \cdot 0{,}46 \cdot \frac{2{,}38}{2{,}183}$	13,05	cP
19	Temperatura lagărului la $t_0 = 20$ °C (t_{20})	—	—	47	°C
20	Temperatura lagărului la t_0 dat(t)	—	—	47	°C
21	Viscozitatea la temperatura de funcționare (η)	—	—	36	cP
22	Turația de trecere (n_{tr})	$\frac{F}{C_{tr}\eta V_f}$	$\frac{120}{1 \cdot 36 \cdot 0{,}75}$	4,45	$\frac{rot}{min}$
23	Raportul n/n_{tr}	—	$965/4{,}47$	217	—
24	Cifra de încărcare (Φ_P)	η^*/η	$2{,}38/36$	0,0662	—
25	Puterea pierdută prin frecare (P_f)	P_f^*/Φ_P	$2{,}183/0{,}0662$	33	daW
26	Coeficientul de frecare (μ)	$P_f/F \cdot v$	$33/120 \cdot 3{,}79$	$72{,}5 \cdot 10^{-3}$	—

Scanned with OKEN Scanner

CALCULUL LAGARELOR RADIALE

Tabelul 7.16

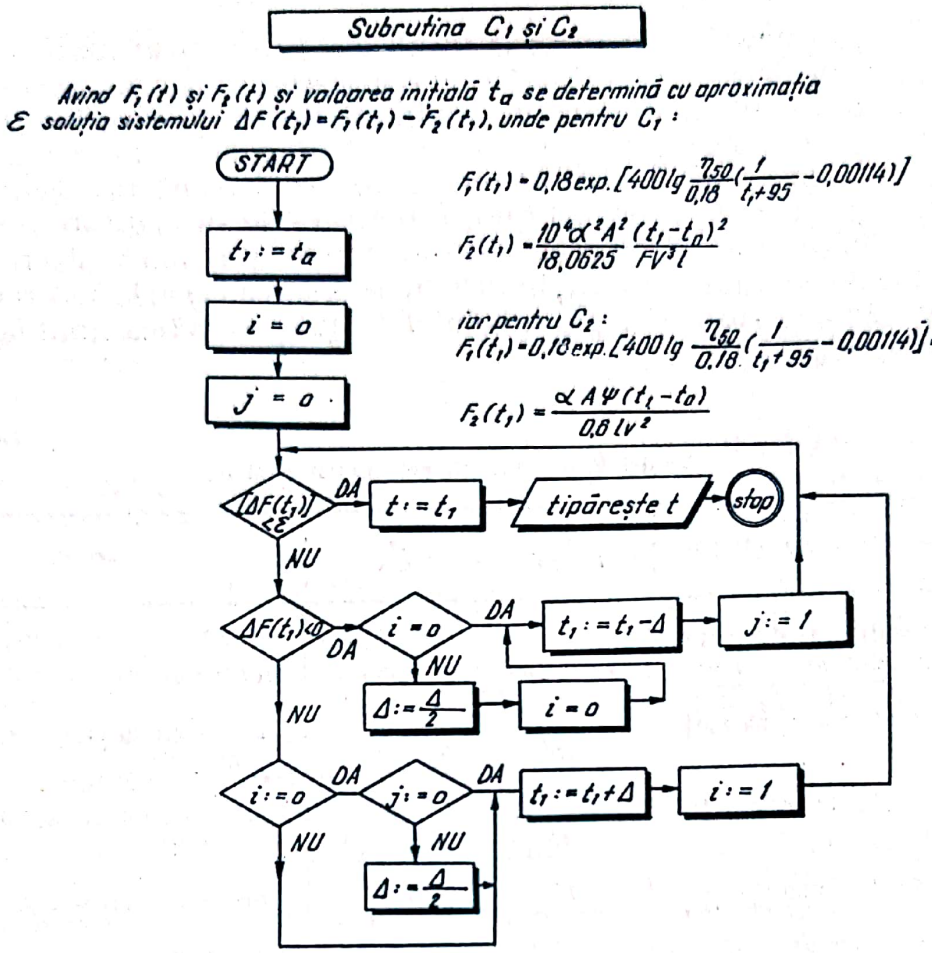


Obs. Față de notațiile din text s-au mai folosit notațiile

- i - variabilă de programare, pentru a preciza un anumit ulei ;
- K - constantă de programare ;
  - K = 1 lagăr independent ;
  - K ≠ 1 lagăr ce face corp comun cu mașina
- t_a - temperatura admisibilă
- Δ - valoarea cu care se modifică temperatura după un ciclu de calcul
- ε - precizia de calcul a sistemului de ecuații
- Δt - diferența dintre temperatura uleiului la intrare și la ieșire, pentru un lagăr cu recirculație de ulei.

Scanned with OKEN Scanner

Tabelul 7.16 (continuare)



Deci calculul se face după formulele din tabelele 7.14 și 7.15, calculîndu-se în plus viscozitatea minimă cu relația (7.137), iar după trasarea dreptelor *1* și *2* din figura 7.31 se alege oricare din uleiurile a căror curbă de variație a viscozității cu temperatura este intersectată de cele două drepte în domeniul de temperaturi admisibile; singura condiție de care trebuie ținut seama este ca viscozitatea uleiului respectiv la temperatura de funcționare să fie mai mare decît η_{mtn}, și cît mai apropiată de η_{mtn}, aceasta pentru ca pierderile prin frecare să fie cît mai mici.

În continuare calculele se fac după formularul de calcul.

Calculul lagărelor radiale cu alunecare se poate face cu precizie sporită pe mașinile electronice de calcul, avînd în acest fel posibilitatea de a optimiza parametrii funcționali și constructivi ai lagărului. Astfel în tabelul 7.16 se dă schema logică de calcul a unui lagăr radial cu ungere hidrodinamică, după metoda descrisă mai sus. Deosebirea esențială față de metoda grafică constă în faptul că soluțiile ecuațiilor (7.122) și (7.118), (respectiv 7.129) nu se determină grafic ci analitic.

Prin alegerea diferitelor date inițiale, de exemplu diferite sorturi de uleiuri, proiectantul are posibilitatea de a alege varianta care garantează cea mai mare siguranță în funcționare și prezintă cele mai mici pierderi prin frecare.

Simbolurile utilizate în schema logică sînt prezentate în tabelul 7.16.

Scanned with OKEN Scanner

7.4.1.5. Particularităţile calculului în cazul cuzineţilor din mase plastice

Materialele plastice au căpătat în ultima vreme o utilizare din ce în ce mai largă în construcţia lagărelor cu alunecare. Experimentările privind comportarea acestor materiale au condus la rezultate care nu au permis însă elaborarea unei metode unice de calcul a lagărelor confecţionate din masă plastică. Se foloseşte de obicei teoria elementară, verificîndu-se presiunea specifică şi produsul (pv). Literatura de specialitate recomandă ca la calculul acestor lagăre prevăzute cu bucşe din masă plastică să se ţină seama de regimul de lucru, limitîndu-se produsul (pv) la valori cuprinse între 10—20 daN·m/cm²s. În tabelul 7.17 [23] se indică limitele pentru parametrii p şi v.

Tabelul 7.17

Valori limită pentru parametrii p şi v

Domeniul de utilizare a lagărului	p daN/cm²	v m/s	Observaţii
Lagăre pentru M.R.T., industrie minieră	130—150	0,45	Ungere cu unsori
Lagăre pentru maşini agricole	40	0,25—0,6	Ungere cu unsoare sau uleiuri consistente
Vagoane C.F., tramvaie, funicular	20	0,6—1,3	Ungere cu uleiuri minerale prin circulaţie
Lagăre de uz general	10	1,3—2	Ungere cu ulei sub presiune
Lagărele pompelor	5	2	Lubrifiere cu apă

Tabelul 7.18 [30] indică valori pentru produsul (pv), utilizabile la lagărele din masă plastică. Limitarea valorii produsului pv la cca 10 daN·m/cm²s este determinată de conductibilitatea termică slabă a maselor plastice.

Tabelul 7.18

Valori pentru produsul pv utilizate la lagărele din mase plastice

Material	Încărcarea specifică la v		(pv) [daNm/cm²s]	
	1,3 m/s	5 m/s	1,3 m/s	5 m/s
Bachelită	80	40	104	200
Poliamide	60	40	78	200
Răşini epoxidice	150	100	195	500

Se indică de asemenea ca mărimea jocurilor din lagăr să se calculeze cu o majorare faţă de lagărele metalice după cum reiese din tabelul 7.19 [30].

Forma cuzineţilor din masă plastică este arătată în figura 7.36.

Scanned with OKEN Scanner

Tabelul 7.19

Valori pentru jocuri la cuzineţi din masă plastică

Diametrul [mm]	Ungerea cu ulei şi unsoare consistentă	Ungerea cu apă şi emulsie de apă cu ulei
50— 80	0,5 %	0,7 %
80— 120	0,4 %	0,6 %
120— 250	0,3 %	0,45 %
250— 500	0,25 %	0,35 %
500— 800	0,20 %	0,25 %
800—1000	0,15 %	0,20 %

Observaţie :

Valorile din tabel se referă la grosimi normale ale peretelui lagărului.

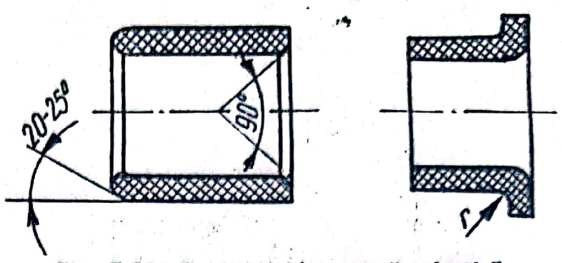


Fig. 7.36. Cuzineţi din masă plastică.

7.4.1.6. Noţiuni asupra fusului cu zone multiple de portanţă

La turaţii mari şi încărcări reduse se poate ajunge la autocentrarea fusului în cuzinet, fapt care duce la dispariţia jocului clinoidal şi deci la micşorarea portantei. Fusul va cădea pe cuzinet ; prin aceasta se formează din nou joc clinoidal iar fusul se va ridica din nou, ajungînd la autocentrare. Pentru asemenea cazuri de instabilitate şi atunci cînd se cere o centrare foarte bună a arborelui, jocurile relative indicate mai sus sînt prea mari.

Pentru a evita fenomenul de instabilitate a fusurilor în lagăre se folosesc lagăre cu mai multe zone portante.

Forma constructivă din figura 7.37 se referă la cuzineţii în formă de lămîie care se obţin prin strunjirea cuzinetului după introducerea unor adaosuri între cele două părţi ce-l constituie. După prelucrare, adaosurile se îndepărtează şi apar astfel două cîmpuri portante. În figura 7.38,*a* este exemplificat un alt cuzinet cu alezaj alungit şi un joc decalat obţinut prin găurirea excentrică a cuzineţilor şi montarea ulterioară inversă a celor 2 jumătăţi.

În figura 7.38, *b* şi *c* se exemplifică cuzineţii cu 3 şi 4 cîmpuri portante avînd 3 sau 4 pene de ulei.

În figura 7.39 se indică un lagăr cu cuzineţi cu autoreglaj (cu segmenţi) destinat arborilor cu funcţionare rapidă. Numărul de segmenţi se alege în general mai mare ca 3, funcţie de dimensiunile arborelui. În timpul funcţionării segmenţii se autoreglează, luînd cel mai avantajos unghi de înclinare.

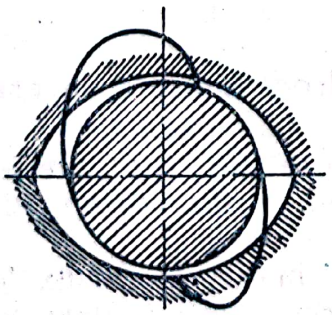


Fig. 7.37. Cuzineţi în formă de lămîie.

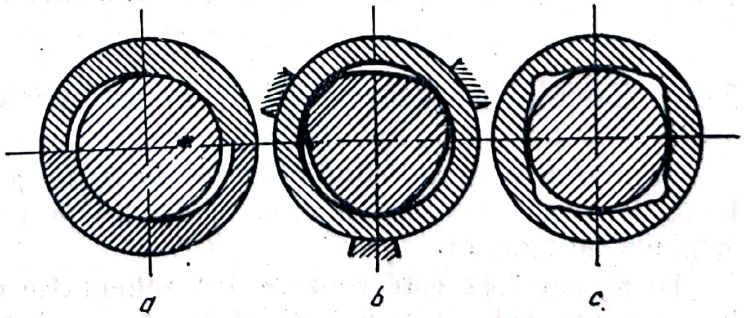


Fig. 7.38. Cuzineţi cu zone multiple de portanţă.

Scanned with OKEN Scanner

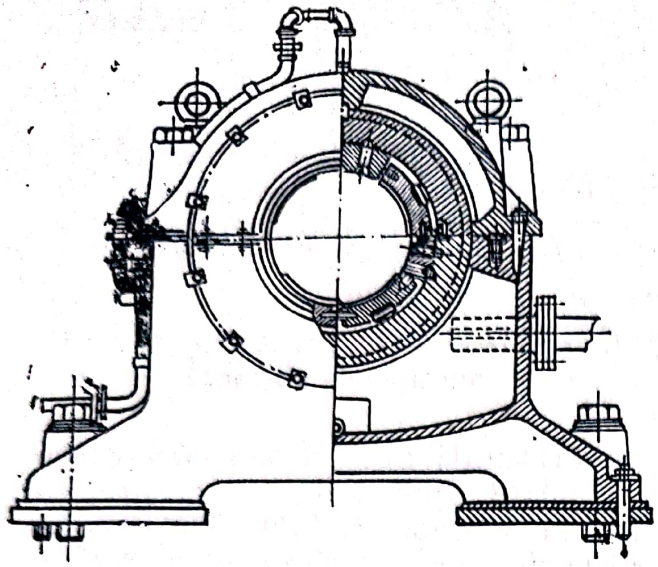


Fig. 7.39. Lagăr cu autoreglaj.

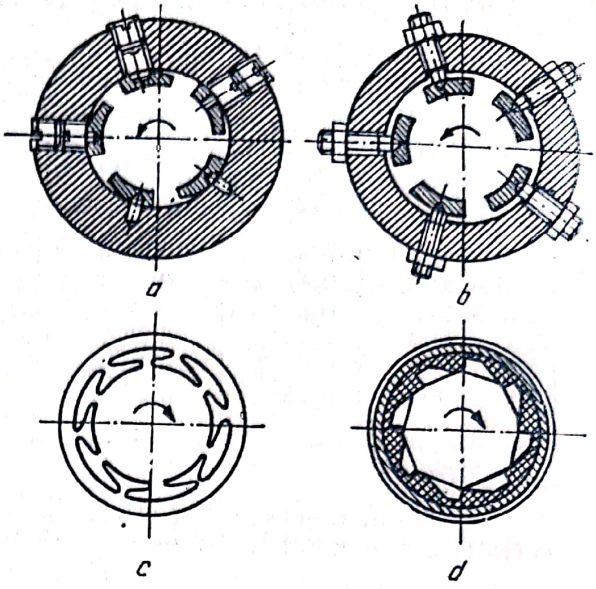


Fig. 7.40. Exemple de cuzineți cu autoreglaj.

Deoarece, aceştia au reazeme deplasate pe circumferinţă de la planul median spre marginea din spate, pe o distanţă de 0,05 l pînă la 0,1 l, permit rotirea plăcilor (l este dimensiunea segmentului pe circumferinţă). Pentru autoreglarea suplimentară a segmenţilor pe lungime, se întîlnesc construcţii de segmenţi care se reazemă pe faţa lor posterioară executată cu o rază cu 8—10 % mai mică decît raza de strivire interioară a corpului (fig. 7.40, *a*) sau pe şuruburi de reglare (fig. 7.40, *b*). Uneori se folosesc segmenţi cu articulaţii elastice caz în care rotirea segmenţilor se produce ca urmare a deformaţiei elastice a metalului cuzinetului (fig. 7.40, *c*; nervurile care leagă segmentul cu corpul cuzinetului se deformează) sau datorită deformării neegale a stratului de cauciuc pe care sînt montaţi segmenţii (7.40, *d*) [78].

Lagărele cu segmenţi prezintă importante avantaje :

— asigură funcţionarea stabilă a fusului prin eliminarea vibraţiilor ;

— au capacitate portantă mai mare ca urmare a existenţei mai multor segmenţi şi deci a unui număr mai mare de zone de ulei ;

— în urma uzurii, ca urmare a autoreglării segmenţilor, se menţine forma de pană a zonei active a lagărului.

Printre dezavantajele lor se aminteşte construcţia lor mai complicată şi faptul că permit rotirea fusului numai într-un singur sens.

7.4.2. Calculul lagărelor axiale pe baza teoriei hidrodinamice a ungerii

Pentru a asigura condiţiile de formare a unei pelicule portante în lagărele axiale, trebuie să se prevadă un joc în formă de pană între pivot şi placa de reazem.

În figura 7.41 este reprezentat schematic modul în care suprafaţa de lucru a pivotului sau a lagărului este împărţită prin canale radiale, în cîţiva segmenţi cu înclinaţia α faţă de suprafaţa plană pe care alunecă.

Scanned with OKEN Scanner

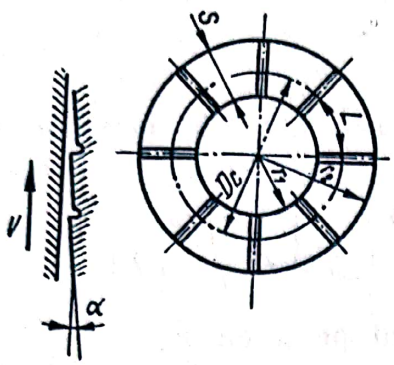


Fig. 7.41. Suprafața de alunecare a lagărelor axiale.

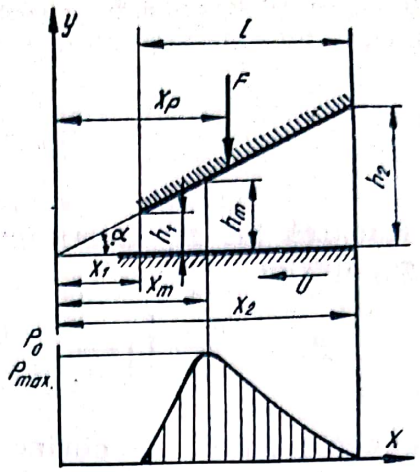


Fig. 7.42. Grosimea filmului de lubrifiant și repartizarea presiunii.

Prin deplasarea relativă a celor două suprafețe se formează pene de ulei în care se produc presiuni hidrodinamice. Pentru calculul hidrodinamic al lagărelor axiale se presupune că poziția segmentului în stratul de lubrifiant este ca în figura 7.42.

În acest caz ecuația lui Reynolds are forma :

$$\frac{dp}{dx} = 6\eta v \frac{h - h_m}{h^3} = -6\eta u \frac{h - h_m}{h^3}, \tag{7.138}$$

unde $v = -u$, este viteza de alunecare pe raza medie a segmenților.

Considerînd că $\operatorname{tg} \alpha \approx \alpha$ (unghiul α fiind foarte mic), din figura 7.42 rezultă

$$h = x \operatorname{tg} \alpha = x\alpha ; \tag{7.139}$$

$$h_m = x_m \alpha,$$

unde h_m este grosimea peliculei de lubrifiant în punctul unde presiunea este maximă.

Înlocuind relațiile (7.139) în ecuația (7.138) se obține

$$\frac{dp}{dx} = \frac{-6\eta u}{\alpha^2} \frac{x - x_m}{x^3}. \tag{7.140}$$

Presiunea într-un punct oarecare p_x se obține prin integrare, considerînd α = constant, x_m = constant și viscozitatea constantă :

$$p_x = \frac{-6\eta u}{\alpha^2} \int_{x_1}^{x} \frac{x - x_m}{x^3} dx = \frac{6\eta u}{\alpha^2} \left[\left(\frac{1}{x} - \frac{1}{x_1} \right) - \frac{x_m}{2} \left(\frac{1}{x^2} - \frac{1}{x_1^2} \right) \right]. \tag{7.141}$$

Cota x_m, care fixează locul unde presiunea este maximă se determină din condiția la limită pentru $x = x_2$, $p = 0$ și rezultă valoarea

$$x_m = \frac{2x_1x_2}{x_1 + x_2}. \tag{7.142}$$

Cu valoarea lui x_m determinată mai sus, expresia presiunii într-un punct, p_x, devine

$$p_x = \frac{6\eta u}{\alpha^2}\left[\left(\frac{1}{x} - \frac{1}{x_1}\right) - \frac{x_1x_2}{x_1 + x_2}\left(\frac{1}{x^2} - \frac{1}{x_1^2}\right)\right]. \tag{7.143}$$

Presiunea maximă se obține înlocuind pe x cu x_m:

$$p_{max} = \frac{3\eta u}{2\alpha^2}\frac{(x_2 - x_1)^2}{x_1x_2(x_1 + x_2)}. \tag{7.144}$$

Sarcina totală preluată de un segment de lățime b este

$$F_1 = b\int_{x_1}^{x_2} p_x\,dx = \frac{6\eta u b}{\alpha^2}\left\{\ln\frac{x_2}{x_1}\left(\frac{x_2}{x_1} - 1\right) - \right.$$

$$\left. - \frac{x_1x_2}{x_1 + x_2}\left[\left(\frac{1}{x_1} - \frac{1}{x_2}\right) - \frac{1}{x_1^2}(x_2 - x_1)\right]\right\} \tag{7.145}$$

Notînd $x_2 - x_1 = l$ (lungimea penei de ulei), rezultă

$$F_1 = \frac{6\eta u b}{\alpha^2}\left(\ln\frac{x_2}{x_1} - \frac{2l}{x_1 + x_2}\right). \tag{7.146}$$

Dacă se înlocuiește $\frac{x_2 - x_1}{x_1} = m$, se obține:

$$x_1 = \frac{l}{m};\quad x_2 = \frac{l(m+1)}{m};\quad \alpha_1 = \frac{h_1}{x_1} = \frac{h_1 m}{l};\quad h_1 = \frac{\alpha l}{m}. \tag{7.147}$$

După înlocuirea parametrilor de mai sus în ecuația (7.144) se obține:

$$p_{max} = \frac{3\eta u l m}{2h^2(m^2 + 3m + 2)}. \tag{7.148}$$

Derivînd expresia (7.148) în raport cu m rezultă valoarea lui m pentru care presiunea p_{max} e maximă și anume

$$m = 1{,}41. \tag{7.149}$$

Scanned with OKEN Scanner

Pe această bază se determină următoarele valori optime:

$$\alpha_0 = m\frac{h_1}{l} = 1{,}41\frac{h_1}{l}; \tag{7.150}$$

$$\frac{x_2}{x_1} = m + 1 = 2{,}41.$$

Cu aceste valori optime, forța suportată de un segment este

$$F_{1max} = 0{,}161\frac{\eta u b l^2}{h_1^2} \tag{7.151}$$

Forța portantă reală va fi mai mică din cauza curgerii radiale a lubrifiantului (lățime finită a segmentului):

$$F_{1real\,max} = F_{1max} C_1 = 1{,}133\frac{\eta u l^2 b}{h_1^2\left(1 - \frac{l^2}{b^2}\right)}, \tag{7.152}$$

unde C_1 este un coeficient de corecție care ține seama de curgerea radială a lubrifiantului.

Forța portantă a z segmenți va fi

$$F_{max} = F_{1real\,max} z = 0{,}133\frac{\eta u l^2 b z}{h_1^2\left(1 - \frac{l^2}{b^2}\right)}. \tag{7.153}$$

Din relația (7.153) se observă că sarcina suportată de un segment depinde de grosimea minimă a peliculei de lubrifiant h_1, de viteza periferică medie a fusului u și de viscozitatea lubrifiantului. În scopul calculului practic al lagărelor cu alunecare s-a admis $h_{min} = h_1 = 5 \cdot 10^{-10} D_c$ și s-a dedus portanța lagărului la trecerea din frecarea mixtă în frecarea lichidă [153]:

$$F_{tr} = 1{,}6\eta b^2 D_c n. \tag{7.154}$$

În această relație se consideră că lungimea portantă pe circumferința corespunzătoare diametrului mediu D_c este 80% din lungimea cercului de diametru D_c, adică este îndeplinită condiția $zl = 0{,}8\pi D_c$.

Dacă se cunoaște sarcina lagărului, relația (7.154) permite determinarea turației de trecere n_{tr} care are aceeași semnificație ca și în cazul lagărelor radiale [153]:

$$n_{tr} = \frac{F}{1{,}6\eta b^2 D_c}. \tag{7.155}$$

În relațiile (7.153) și (7.155) lățimea b și diametrul mediu al segmenților (D_c) se introduc în dm, iar viscozitatea în cP.

Cifra 1,6 are semnificaţia coeficientului de trecere C_{tr}, de la lagărele radiale.

Cunoscînd turaţia şi sarcina, ecuaţia (7.155) permite determinarea viscozităţii minime.

Grosimea minimă a peliculei de lubrifiant se calculează cu relaţia [153]

$$h_1 = \sqrt{\frac{0{,}06\,\eta\,v\,b}{p_m}}; \tag{7.156}$$

unde η se înlocuieşte în cP, v (viteza periferică medie) în m/s, b în m şi p în daN/cm². Grosimea minimă trebuie să fie mai mare decît suma rugozităţilor fusului şi cuzinetului.

Presiunea medie este

$$p_m = \frac{F}{z\,l\,b} \approx \frac{0{,}4\,F}{b\,D_c}. \tag{7.157}$$

În expresia (7.157) s-a admis $zlb \approx 0{,}8\,\pi b D_c$.

Pentru $b/l = 0{,}77 \ldots\ldots 1{,}43$, coeficientul de frecare se determină cu o relaţie asemănătoare cu cea a lagărelor radiale la care $\Phi_P > 1$ [153]:

$$\mu = 3\sqrt{\frac{\eta v}{p_m\,b}} \tag{7.158}$$

Puterea pierdută prin frecare P_f va fi

$$P_f = \mu F v = \frac{3v}{100}\sqrt{F\,v\,z\,l\,\eta}, \tag{7.159}$$

unde η se înlocuieşte în cP, F în daN, v în m/s şi l în m.

Debitul de lubrifiant necesar răcirii se calculează ca şi în cazul lagărelor radiale cu relaţia (7.108).

Verificarea funcţionării lagărelor axiale în domeniul ungerii lichide se poate face în mod asemănător cu calculul de verificare a lagărelor radiale. Diferenţa principală în metoda de calcul constă în faptul că există o singură expresie a coeficientului de frecare şi deci avem o singură formă a ecuaţiei de echilibru termic şi anume una foarte asemănătoare cazului lagărelor radiale cu $\Phi_P > 1$:

$$P_f = \frac{3v}{100}\sqrt{F\,v\,z\,l\,\eta} = \alpha A(t - t_0). \tag{7.160}$$

Din ecuaţia (7.160) rezultă

$$t - t_0 = \frac{3v}{100\,\alpha A}\sqrt{F\,v\,z\,l}\sqrt{\eta} = W_{ax}\sqrt{\eta}. \tag{7.161}$$

Ecuaţia (7.161) împreună cu ecuaţia de variaţie a viscozităţii cu temperatura (7.122) formează un sistem de două ecuaţii cu două necunoscute t şi η a cărui rezolvare grafică a fost tratată la calculul lagărelor radiale, pentru cazul $\Phi_P > 1$.

Pentru sistematizare, s-a elaborat un formular de calcul. În tabelul 7.20 se dă un exemplu de calcul a lagărului unui arbore vertical (fig. 7.43).

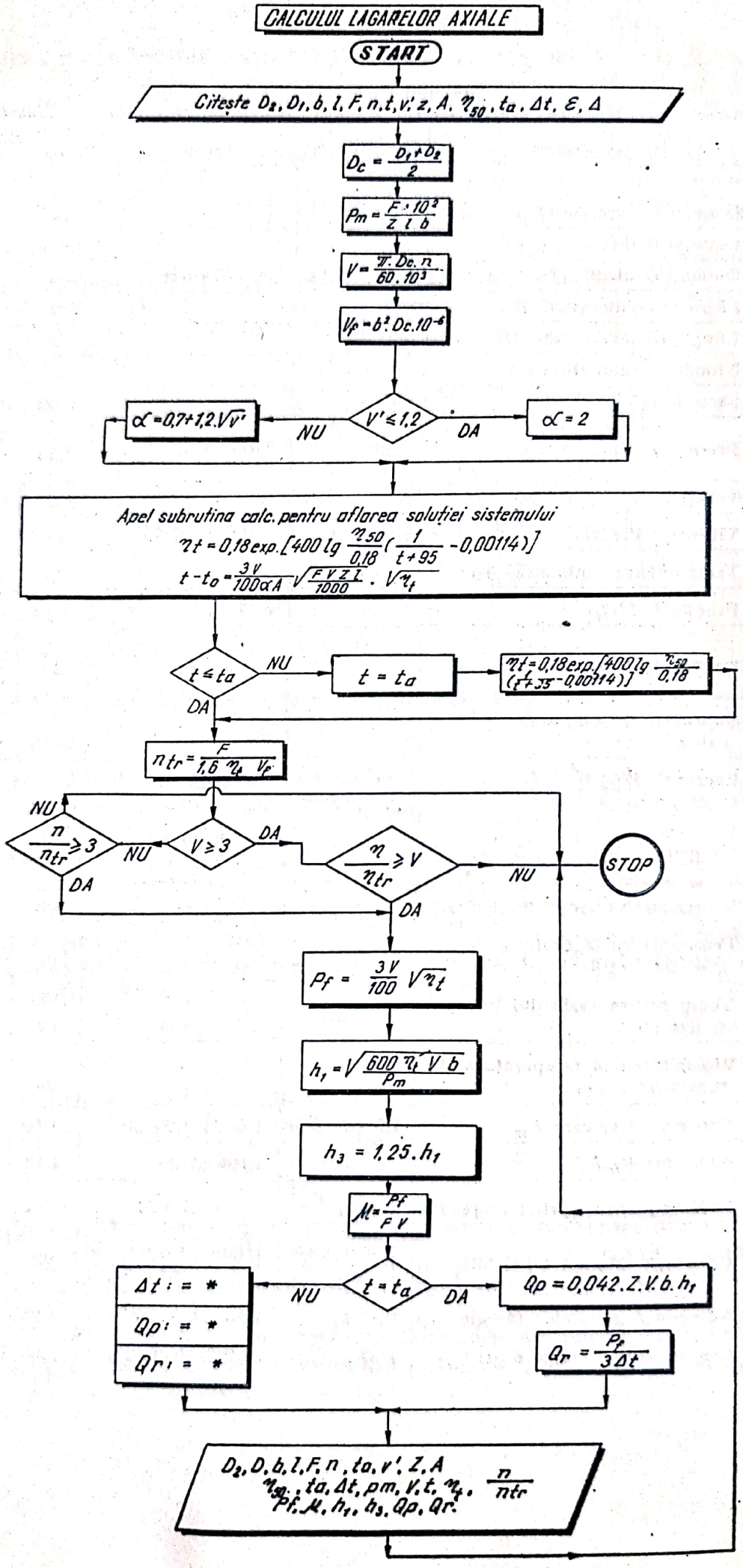
Scanned with OKEN Scanner

Tabelul 7.20

Exemplu de calcul

Nr. crt.	Mărimea (simbolul)	Relaţia de calcul	Calculul	Rezultat	Unitatea de măsură
1	Diametrul exterior (D_2)	—	—	320	mm
2	Diametrul interior (D_1)	—	—	180	mm
3	Diametrul mediu (D_c)	$(D_1 + D_2)/2$	$(320+180)/2$	250	mm
4	Lăţimea segmentului (b)	—	—	70	mm
5	Lungimea segmentului (l)	—	—	63	mm
6	Numărul segmenţilor (z)	—	—	10	—
7	Sarcina (F)	—	—	3200	daN
8	Presiunea medie (p_m)	F/zlb	$3200/10 \cdot 6{,}3 \cdot 7$	7,25	$\frac{daN}{cm^2}$
9	Turaţia (n)	—	—	200	rot/min
10	Viteza medie (v)	$\pi D_c n/60$	$\pi \cdot 0{,}25 \cdot 200/60$	2,62	m/s
11	Temperatura ambiantă, (t_0)	—	—	35	°C
12	Produsul ($b^2 D_c$)	—	$0{,}7^2 \cdot 2{,}5$	1,23	dm^2
13	Coeficientul de convecţie (α)	—	—	2	$\frac{daW}{m^2\,°C}$
14	Suprafaţa de schimb de căldură (A)	—	—	0,75	m^2
15	Factorul W_{ax}	$\frac{3v}{100\,\alpha A}\sqrt{Fvzl}$	$\frac{3 \cdot 2{,}62}{100 \cdot 2 \cdot 0{,}57} \cdot \sqrt{3200 \cdot 2{,}62} \cdot \sqrt{10 \cdot 0{,}063}$	≈ 5	—
16	Viscozitatea uleiului la 50°C (η_{50})	—	—	63	cP
17	Temperatura lagărului la $t_0 = 20$°C (t_{20})	—	—	55	°C
18	Temperatura lagărului la t_0 dat (t)	—	—	64	°C
19	Viscozitatea la temperatura de funcţionare (η)	—	—	34	cP
20	Sarcina de trecere F_{tr}	$1{,}6\,\eta(b^2 D_c)n$	$1{,}6 \cdot 34 \cdot 1{,}23 \cdot 200$	13 400	daN
21	Raportul F_{tr}/F	—	13400/3200	4,18	—
22	Puterea pierdută prin frecare (P_f)	$\alpha A W_{ax}\sqrt{\eta}$	$2 \cdot 0{,}57 \cdot 5 \cdot \sqrt{34}$	33,2	daW
23	Grosimea minimă a peliculei (h_1)	$\sqrt{\frac{600\,\eta\,vb}{p_m}}$	$\sqrt{\frac{600 \cdot 34 \cdot 2{,}62 \cdot 0{,}07}{7{,}25}}$	23	μm
24	Adîncimea canalelor radiale (h_3)	$1{,}25\,h_1$	$1{,}25 \cdot 23$	≈ 29	μm
25	Coeficientul de frecare (μ)	P_f/Fv	$33{,}2/3200 \cdot 2{,}62$	$3{,}96 \cdot 10^{-3}$	—

Scanned with OKEN Scanner


CALCULUL LAGARELOR AXIALE
START
Citește $D_2, D_1, b, l, F, n, t, v', z, A, \eta_{50}, t_a, \Delta t, \varepsilon, \Delta$
$D_c = \frac{D_1 + D_2}{2}$
$p_m = \frac{F \cdot 10^2}{z\, l\, b}$
$V = \frac{\pi \cdot D_c \cdot n}{60 \cdot 10^3}$
$V_p = b^2 \cdot D_c \cdot 10^{-6}$
$V' \leq 1,2$
NU
$\alpha = 0,7 + 1,2\sqrt{v'}$
DA
$\alpha = 2$
Apel subrutina calc. pentru aflarea soluției sistemului
$\eta_t = 0,18 \exp.[400 \lg \frac{\eta_{50}}{0,18}(\frac{1}{t+95} - 0,00114)]$
$t - t_0 = \frac{3V}{100 \alpha A}\sqrt{\frac{F V z l}{1000}} \cdot \sqrt{\eta_t}$
$t \leq t_a$
NU
$t = t_a$
$\eta_t = 0,18 \exp.[400 \lg \frac{\eta_{50}}{0,18}(\frac{1}{t+35} - 0,00114)]$
DA
$n_{tr} = \frac{F}{1,6\, \eta_t\, V_p}$
NU
$\frac{n}{n_{tr}} \geq 3$
NU
$V \geq 3$
DA
$\frac{\eta}{\eta_{tr}} \geq V$
NU
STOP
DA
DA
$P_f = \frac{3V}{100}\sqrt{\eta_t}$
$h_1 = \sqrt{\frac{600\, \eta_t\, V\, b}{p_m}}$
$h_3 = 1,25 \cdot h_1$
$M = \frac{P_f}{F\, V}$
$t = t_a$
NU
$\Delta t := *$
$Q_p := *$
$Q_r := *$
DA
$Q_p = 0,042 \cdot Z \cdot V \cdot b \cdot h_1$
$Q_r = \frac{P_f}{3 \Delta t}$
$D_2, D, b, l, F, n, t_a, v', Z, A$
$\eta_{50}, t_a, \Delta t, p_m, V, t, \eta_t, \frac{n}{n_{tr}}$
$P_f, M, h_1, h_3, Q_p, Q_r$

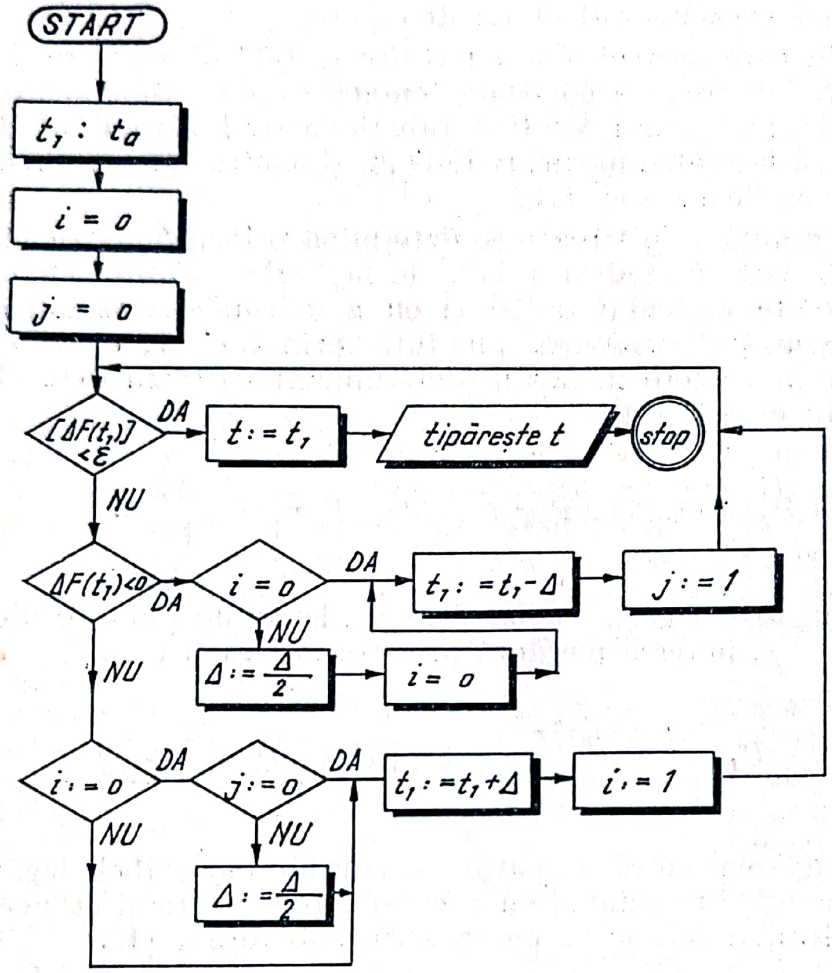
Tabelul 7.21 (continuare)

Subrutina Calc.

pentru calculul soluției sistemului $\Delta F(t_1) = F_1(t_1) - F_2(t_1)$ $\frac{\eta_{50}}{0{,}18}\left(\frac{1}{t_1+95} - 0{,}00114\right)]$

unde $F_1(t_1) = 0{,}18 \exp [400 \lg$

$$F_2(t_1) = \frac{10^7 \alpha^2 A^2}{g} \frac{(t_1 - t_a)^2}{F v^3 Z l}$$



Temperatura de funcționare și viscozitatea corespunzătoare lui $t_0 = 20°C$ s-au dedus din diagrama din figura 7.34 (dreapta *1'*), iar corecția impusă de faptul că $t_0 = 35°$ s-a determinat din figura 7.32.

În tabelul 7.21 se dă schema logică pentru calculul lagărelor axiale pe baza teoriei hidrodinamice a ungerii cu ajutorul mașinilor electronice de calcul. Notațiile utilizate în schema logică sînt precizate în același tabel.

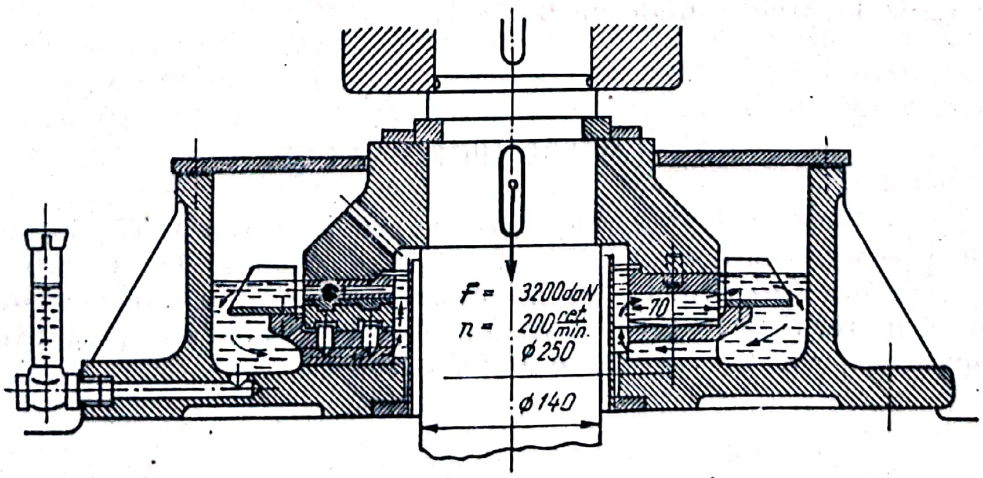


Fig. 7.43. Lagărul unui arbore vertical.

7.4.3. Calculul lagărelor radial-axiale pe baza teoriei hidrodinamice a ungerii

Calculul lagărelor combinate (radial-axiale), care se întîlnesc destul de frecvent, nu prezintă dificultăţi deosebite.

În cazul în care lagărul este cu răcire forţată, calculul se simplifică, întrucît se impune, sau se cunoaşte temperatura de funcţionare şi deci şi viscozitatea, putîndu-se verifica funcţionarea lagărului în domeniul ungerii lichide atît pentru partea radială cît şi pentru cea axială cu relaţiile stabilite la capitolele respective.

Puterea pierdută prin frecare se determină prin însumarea pierderilor din cele două părţi (radial şi axial) ale lagărului. Notînd cu indicele r mărimile aferente lagărului radial şi cu a mărimile lagărului axial, în cazul în care $\Phi_{Pr} > 1$, puterea pierdută prin frecare, egală cu fluxul de căldură ce ia naştere în lagăr (determinantă pentru debitul de ulei necesar răcirii) este [153]

$$P_f = (4{,}25\, v_r \sqrt{F_r\, v_r\, l_r} + 3 v_a \sqrt{F_a\, v_a\, z\, l_a}) \frac{\sqrt{\eta}}{100}. \tag{7.162}$$

În cazul în care lagărul radial este un lagăr de ghidare (de sarcină mică), cu $\Phi_{Pr} < 1$, puterea pierdută prin frecare va fi [153]

$$P_f = \frac{0{,}6\, l_r\, v_r^2\, \eta}{\psi} + 3 v_a \sqrt{F_a\, v_a\, z\, l_a} \frac{\sqrt{\eta}}{100}. \tag{7.163}$$

În cazul lagărelor cu răcire naturală, considerînd ambele lagăre închise în aceeaşi carcasă, funcţionînd cu aceeaşi temperatură şi cu acelaşi ulei, ecuaţia echilibrului termic se poate scrie sub forma [153]

$$t - t_0 = (W_{rad} + W_{ax})\sqrt{\eta} = W\sqrt{\eta}. \tag{7.164}$$

Ecuaţia (7.164) presupune o încărcare a lagărului radial astfel încît acesta să aibă $\Phi_{Pr} > 1$.

Determinarea lui t şi η din ecuaţia (7.164) se face pe cale grafică identic ca la lagărele radiale cu $\Phi_P > 1$.

7.5. LAGĂRE HIDROSTATICE

În timp ce în cazul lagărelor cu ungere hidrodinamică, în anumite condiţii, presiunea în pelicula portantă apare automat, la lagărele hidrostatice portanţa se creează prin introducerea lubrifiantului cu presiune exterioară mare, ceea ce face posibilă menţinerea peliculei portante chiar şi la opriri şi porniri, evitîndu-se astfel u ura.

Scanned with OKEN Scanner

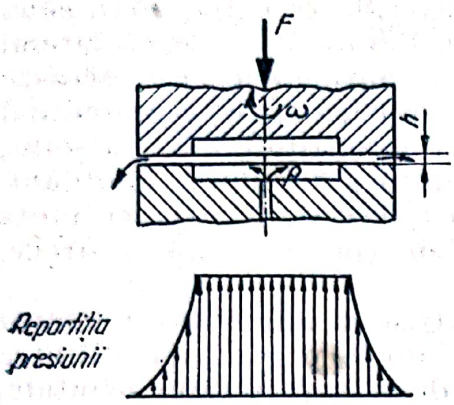


Fig. 7.44. Lagăr hidrostatic axial.

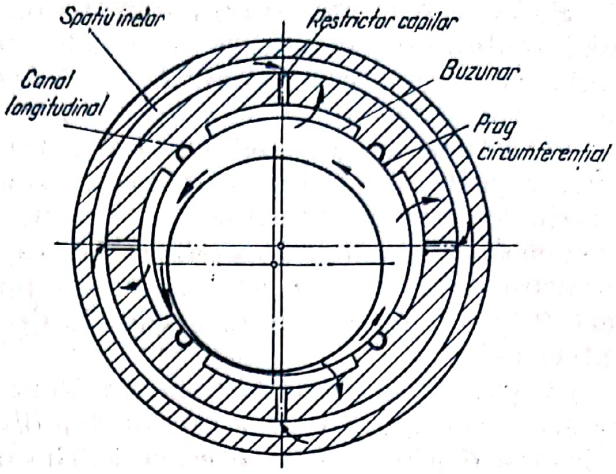


Fig. 7.45. Lagăr hidrostatic radial.

În lipsa contactului metalic, coeficientul de frecare la porniri şi opriri este apropiat de zero, de asemenea în cazul vitezelor de alunecare mici frecarea se reduce la frecarea dintre straturile de fluid. De aceea, lagărele hidrostatice se folosesc pentru arbori greu încărcaţi la viteze mici (de exemplu la morile cu bile), pentru rotirea telescoapelor astronomice mari, pentru maşinile de încercat etc. La standuri experimentale coeficientul de frecare statică a fost redus, cu ajutorul unor lagăre hidrostatice, pînă la 10^{-6}.

Descărcarea hidrostatică de pornire se foloseşte pe scară largă pentru lagărele de mare viteză ale maşinilor grele ca turbine cu abur, hidrogeneratoare care lucrează în condiţiile unor porniri frecvente etc. Alte avantaje ale lagărelor hidrostatice sînt : poziţionarea precisă a fusului în cuzinet, o mare rigiditate, stabilitate, răcire bună, posibilitate de reglaj etc.

Ca dezavantaje ale lagărelor hidrostatice se consideră : faptul că acestea au o geometrie mai complicată, reclamă o tehnologie mai pretenţioasă, necesită instalaţii de ungere complicate, consumul de energie al pompelor de alimentare este mare etc. Cu toate acestea, datorită avantajelor importante arătate mai sus, lagărele hidrostatice s-au răspîndit în ultimii ani tot mai mult.

Lagărele hidrostatice axiale au fost utilizate încă la sfîrşitul secolului trecut. Uleiul introdus sub presiune în zona centrală (fig. 7.44), este obligat să treacă printre plăcile inelare spre exterior, formîndu-se în acest fel pelicula portantă.

În prezent se utilizează o mare varietate de forme ale rezemării hidrostatice : lagăre radiale, ghidaje, reazeme cilindrice sau conice etc. [78].

Forma constructivă de bază a unui lagăr radial hidrostatic se vede în figura 7.45.

Cuzinetul este prevăzut pe faţa interioară cu un număr de degajări (buzunare), despărţite periferic prin praguri. Unele lagăre au practicate în praguri nişte canale longitudinale (fig. 7.45). Uleiul care alimentează buzunarele este introdus prin restrictori (tuburi capilare, duze) şi părăseşte lagărul prin interstiţiul dintre fus şi cuzinet (în lipsa canalelor longitudinale).

Scanned with OKEN Scanner

Sub acţiunea unei sarcini exterioare, arborele se deplasează în interiorul cuzinetului, micşorîndu-se interstiţiul dintre fus şi cuzinet în una din părţi, iar în partea diametral opusă acest interstiţiu se măreşte. În zona în care interstiţiul s-a micşorat cantitatea de lubrifiant ce scapă lateral se micşorează; cum debitul de alimentare a buzunarelor din această zonă rămîne în primul moment constant, restrictoarele reprezentînd rezistenţe, creşte presiunea pe partea unde interstiţiul s-a micşorat, ceea ce duce la o mărire a capacităţii de sustentaţie a filmului de lubrifiant. În acest fel, arborele ajunge într-o poziţie excentrică, în care portanţa rezultată din presiunile din pelicula de lubrifiant ţine în echilibru sarcina exterioară.

Creşterea presiunii în buzunarele de pe partea cu interstiţiul micşorat (opusă sarcinii), provoacă micşorarea diferenţei dintre presiunea la intrarea şi ieşirea din restrictor, ceea ce la rîndul său duce la micşorarea debitului de lubrifiant introdus în buzunarele respective. În acest fel se stabileşte un echilibru între cantitatea de lubrifiant introdusă şi cea care părăseşte lagărele pe la capete, la presiunea corespunzătoare mai ridicată. Din cele arătate mai sus rezultă că restrictoarele au un dublu rol : de a alimenta buzunarele din cuzinet şi de a stabili poziţia fusului.

Pentru alimentarea lagărului hidrostatic cu lubrifiant sub presiune se utilizează diferite metode [78].

Astfel uleiul se poate aduce printr-o conductă comună sub presiune constantă p_a, într-un spaţiu inelar din jurul cuzinetului, din care ajunge prin restrictoare în buzunare (figura 7.45). În acest caz, cantitatea de lubrifiant introdusă în lagăr depinde de condiţiile de funcţionare ale lagărului.

O altă metodă de alimentare este aceea la care lubrifiantul ajunge în spaţiul inelar al lagărului printr-o pompă proprie, cu debit constant, independent de condiţiile de funcţionare ale lagărului. Şi în acest caz cuzinetul este prevăzut cu restrictoare.

De asemenea, se poate prevedea pentru fiecare buzunar cîte o pompă cu debit constant, aceasta însă, este o soluţie foarte costisitoare.

Mărimea şi distribuţia presiunilor în filmul de lubrifiant al lagărelor ce funcţionează în regim hidrostatic este influenţată în mare măsură de forma şi dimensiunile suprafeţelor care fixează geometria filmului, de dimensiunile restrictoarelor şi de presiunea de alimentare.

Cuprinderea în calcule a fenomenelor ce intervin în pelicula de lubrifiant a lagărelor hidrostatice este mai complicată decît în cazul lagărelor hidrodinamice (unde se lua în considerară numai procesul de mişcare a fluidului în lagărul propriu-zis); aici rezolvarea problemei necesită tratarea întregului ansamblu de fenomene dintre fus şi cuzinet, inclusiv cel al alimentării buzunarelor.

Legătura se stabileşte prin condiţiile de echilibru dintre debitul de lubrifiant introdus în lagăr, cel în mişcare între suprafeţe (circulaţie circumferinţială provocată de rotaţia fusului şi de diferenţele de presiuni între diferite buzunare) şi cantitatea de ulei ce scapă pe la capete.

Parametrii ce intervin sînt mai mulţi şi mai complecşi decît în cazul lagărelor hidrodinamice, aşa încît un calcul riguros de proiectare pentru condiţiile numerice date şi eventual, optimizarea soluţiilor pot fi în prezent obţinute cu ajutorul maşinilor electronice de calcul.

Scanned with OKEN Scanner

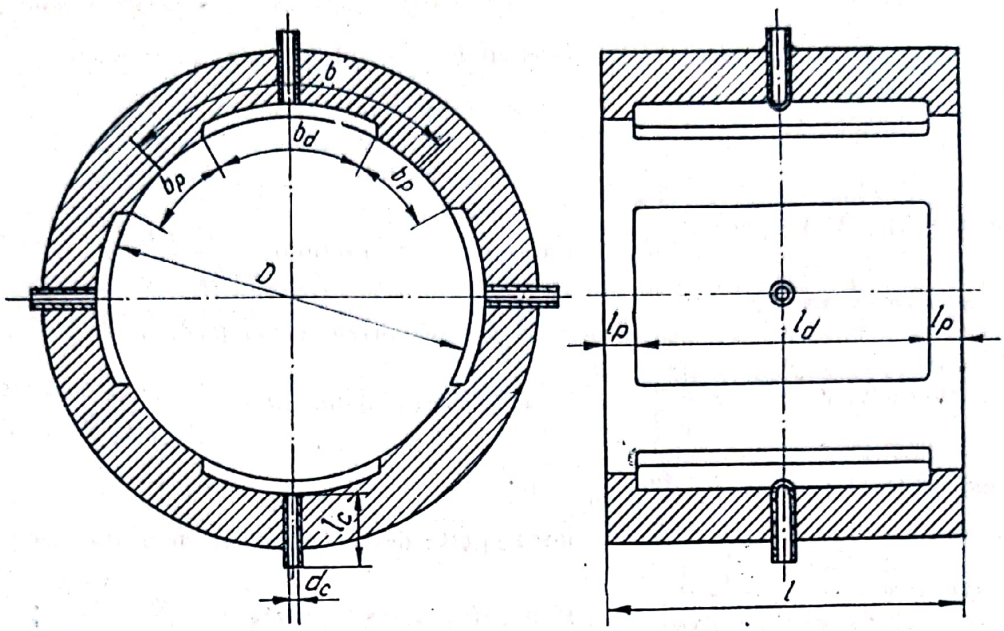


Fig. 7.46. Elementele geometrice ale unui lagăr hidrostatic radial.

Se consideră un lagăr radial hidrostatic fără canale longitudinale de scurgere, alimentat prin restrictoare capilare (fig. 7.46). Aceste tipuri de lagăre au o portanță mai mare și o stabilitate mai bună decît lagărele cu canale longitudinale și sînt mai ușor de executat.

La baza calculului lagărelor hidrostatice stă bilanțul de debite. Pentru simplificare se folosesc anumiți parametri caracteristici adimensionali astfel aleși încît, menținînd o structură simplă a lor, legată de elementele uzuale de proiectare, să poată fi evidențiată prin calcul influența ce revine fiecăruia asupra portanței lagărului.

Parametrii caracteristici adimensionali folosiți în calculul lagărelor hidrostatice se dau în tabelul 7.22, unde s-au folosit notațiile :

D — diametrul cuzinetului ;
d — diametrul fusului ;
l — lungimea cuzinetului ;
z — numărul de buzunare ;
l_a, b_a — dimensiunile buzunarelor ;
b_p — lungimea pragurilor ;
l_p — lungimea axială a pragurilor care stăvilesc scurgerea spre exterior ;
d_c, l_c — diametrul și lungimea restrictoarelor ;

$$\Delta R = \frac{D-d}{2} = h_0^* ;$$

p_a — presiunea de alimentare ;
p_{ai} — presiunea în buzunarul i ;
ω — viteza unghiulară a arborelui ;
η — viscozitatea lubrifiantului ;

Scanned with OKEN Scanner

Tabelul 7.22

Parametrii caracteristici adimensionali în calculul lagărelor hidrostatice

Parametrii geometrici	Parametrii funcționali
Parametrul global al lagărului $k = \frac{D}{l} \approx \frac{d}{l}$;	Parametrul de presiune $\bar{p}_{d_i} = \frac{p_{d_i}}{p_a}$, unde p_{d_i} este presiunea în buzunarul i;
Parametrul de lungime $k_l = \frac{l_d}{l}$;	Parametrul de debit $\bar{q}_i = \frac{q_i}{\frac{p_{d_i}}{6\eta}\frac{h_0^{*3}k}{1-k_l}}$, unde q_i este debitul axial corespunzător degajării i;
Parametrul circumferențial $k_b = \frac{b_d}{b}$;	Parametrul de alimentare $\lambda = \frac{32}{3\pi}\frac{l_c h_0^{*3}}{d_c^4}$;
Jocul relativ $\psi = \frac{\Delta R}{R} = \frac{h_0^*}{R}$.	Parametrul de portanță alimentată $k_\omega = \frac{\eta_i \omega}{p_a \psi^2} = C_{p_a}$;
	Portanța specifică adimensională $\bar{p} = \frac{F}{dlp_a} = \frac{p_m}{p_a}$;
	Excentricitatea relativă $\varkappa = \frac{e}{\Delta R} = \frac{e}{h_0^*}$.

Debitul total de ulei introdus în lagăr este dat de expresia [78]:

$$Q = \frac{K}{1 - K_l}\frac{h_0^{*3}}{12\eta} p_a \sum_{i=1}^{z} \bar{p}_{d_i}\bar{q}_i. \qquad (7.165)$$

Capacitatea portantă specifică în forma adimensională este [78]

$$\bar{p} = \frac{1 + K_l}{2}\sin\frac{\pi}{z}\sqrt{\left[\sum_{i=1}^{z}\bar{p}_{d_i}\cos\frac{\pi}{z}(zi-1)\right]^2 + \left[\sum_{i=1}^{z}\bar{p}_{d_i}\sin\frac{\pi}{z}(zi-1)\right]^2}. \qquad (7.166)$$

Cunoașterea capacității portante specifice $\bar{p}$ permite determinarea forței portante:

$$F = \bar{p}\, d\, l \qquad (1.167)$$

Din relațiile (7.165) și (7.166) se observă că debitul și portanța lagărului depind de foarte multe elemente. Unele din aceste elemente se întîlnesc și la lagărele cu ungere hidrodinamică, de exemplu:

— parametrii dimensionali: l, D, raportul k.

Scanned with OKEN Scanner

— parametrii de execuţie : jocul ΔR şi ψ ;

— parametrii funcţionali : ω ; η ;

Intervin în plus anumite elemente caracteristice lagărelor hidrostatice ca :

— presiunea de alimentare p_a ;

— parametrii dimensionali ai restrictoarelor d_c şi l_c ;

— parametrii rezultaţi din numărul, forma şi dimensiunile buzunarelor : k_l, k_b.

Puterea necesară pentru pomparea uleiului este [78]

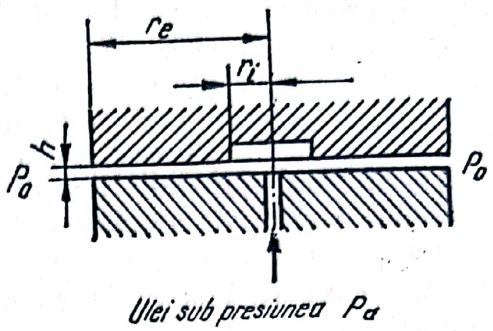


Fig. 7.47. Elementele geometrice ale unui lagăr hidrostatic axial.

$$P_p = \frac{k}{1 - k_l} \frac{h_0^{*3}}{12\,\eta} p_a^2 \sum_{i=1}^{z} \bar{p}_{di}\, \bar{q}_i. \tag{7.168}$$

În cazul unui lagăr axial (fig. 7.47), în ipoteza că presiunea la ieşirea din lagăr $p_0 = 0$, forţa portantă este [78]

$$F = \frac{\pi}{2} \frac{r_e^2 - r_i^2}{\ln \frac{r_e}{r_i}} p_a, \tag{7.169}$$

unde p_a este presiunea de alimentare.

Cunoscînd sarcina F şi adoptînd pe p_a, η, raportul r_e/r_i şi grosimea h, se pot calcula razele r_e şi r_i din relaţia (7.169) şi debitul de lubrifiant cu relaţia :

$$q = \frac{\pi h^3 p_a}{6\eta \ln \frac{r_e}{r_i}}. \tag{7.170}$$

Puterea necesară antrenării pompei de alimentare este dată de relaţia

$$P_p = \frac{q\, p_a}{\eta'}, \tag{7.171}$$

unde η' este randamentul mecanic al pompei.

7.6. PARTICULARITĂŢILE LAGĂRELOR LUBRIFIANTE CU GAZE

Pentru turaţii ridicate, folosirea lagărelor cu alunecare este limitată de creşterea pierderilor prin frecare şi ca urmare, de încălzirea exagerată a părţilor componente.

Scanned with OKEN Scanner

Din această cauză la astfel de turaţii trebuie prevăzute instalaţii de răcire foarte mari.

Un remediu potrivit pentru ridicarea vitezei de rotaţie a fusurilor în lagăre este folosirea unui lubrifiant cu viscozitate foarte mică şi care să rămînă aproximativ constantă la varierea temperaturii şi presiunii. Un astfel de lubrifiant poate fi un gaz care are o viscozitate mică şi îşi menţine aproape constantă această viscozitate în funcţie de presiune şi temperatură.

Lagărele lubrifiate cu gaze au pierderi foarte mici prin frecare şi o încălzire neglijabilă. Ele pot fi gazodinamice sau gazostatice. În reazemele gazostatice, gazul e pompat continuu din exterior. Prezintă dezavantajul defectării în momentul întreruperii alimentării cu gaz comprimat. În lagărele gazodinamice, gazul este autoaspirat în interstiţiu pe la capetele frontale a fusului.

Lubrifiantul cel mai des folosit la aceste lagăre este aerul.

Lagărele aerodinamice radiale au cuzinetul sub formă de bucşe cilindrice netede fără şanţuri şi găuri pentru alimentarea cu aer. Jocurile diametrale sînt de ordinul 10—30 microni, iar precizia calităţii suprafeţelor trebuie să fie foarte ridicată. Pentru a evita distrugerea lagărului în regim nestabilizat cînd perna de aer nu s-a format, cuzineţii se fac din material antifricţiune.

Lagărele axiale cu aer se execută cu suprafaţa segmentului de reazem ondulată ceea ce asigură formarea penelor de aer portante.

Lagărele aerodinamice pot fi utilizate la turaţii mai mari ca 10 000 rot/min şi la încărcări mici, de exemplu la supercentrifuge, în industria nucleară, unele maşini unelte, aparatură de înaltă precizie, ghidarea rachetelor sau a navelor cosmice. Lagărele gazodinamice se dovedesc a fi foarte avantajoase la maşinile la care mediul vehiculat este de natură gazoasă (turbosuflante, turbocompresoare de gaz etc.), la care chiar acest mediu gazos poate fi folosit drept lubrifiant, eliminînd în acest fel etanşările.

La calculul acestor lagăre este necesar a se lua în considerare compresibilitatea gazului precum şi presiunea mediului ambiant p_0.

Influenţa presiunii exterioare p_0 asupra procesului lubrifierii se ia în consideraţie printr-o cifră caracteristică, $H = \frac{\eta \omega}{p_0 \psi^2}$, denumită cifra lui Harrison.

Principalele particularităţi ale lagărelor ce funcţionează în regim gazodinamic sînt [78]:

a) În cazul lubrificaţiei cu gaz, în zona divergentă pot exista presiuni mai mici decît presiunea mediului ambiant, fapt pentru care ecuaţia de bază a presiunii îşi păstrează valabilitatea pe întreaga periferie a fusului.

Acest fenomen de apariţie a „subpresiunilor" nu este posibilă în cazul lubrifierii cu lichide pentru că aceasta ar duce la pătrunderea de aer din exterior, la apariţia fenomenului de cavitaţie şi deci la ruperea

Scanned with OKEN Scanner

filmului de lubrifiant. Acest fenomen se poate urmări, comparativ, în figura 7.48.

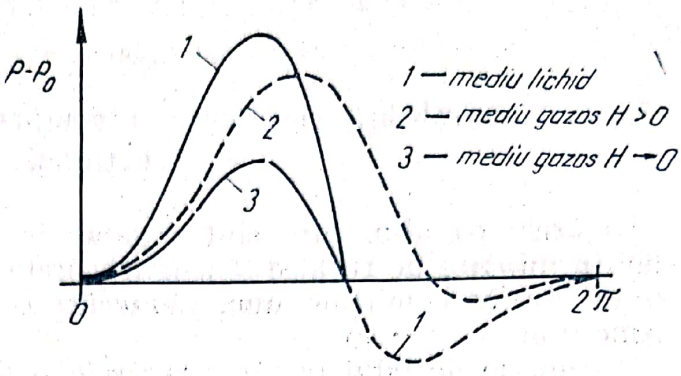


Fig. 7.48. Repartiția presiunii în lubrifierea cu gaze.

b) Spre deosebire de ungerea cu lichide, unde unghiul dintre linia centrelor și direcția sarcinii poate varia între 0 și 90°, în cazul, lagărelor lubrifiate cu gaze, în tot timpul funcționării se menține perpendicularitatea dintre linia centrelor și direcția sarcinii.

c) Din cauza compresibilității fluidului și a viscozității reduse a gazelor, în filmul de lubrifiant nu pot lua naștere presiuni atît de mari ca la lichide, deci și portanța lagărelor lubrifiate cu gaze este mult mai redusă.

d) Compresibilitatea fluidului influențează de asemenea poziția punctului de presiune maximă în stratul de lubrifiant, deplasîndu-l așa cum se vede în figura 7.49, unde se reprezintă comparativ repartiția presiunilor în filmul de lubrifiant între două suprafețe plane la care raportul dintre lungime și lățime este 4.

e) Lagărele lubrifiate cu aer nu pot suporta decît încărcări mici. Acest lucru este demonstrat teoretic prin aceea că la numere H mari, respectiv viteze oricît de mari, presiunile și deci și portanța tind către o anumită valoare limită, devenind independente de viscozitate și de viteză, iar la numere $H<0{,}2$ capacitatea portantă este aproximativ proporțională cu viteza.

f) La lagărele lubrifiate cu gaze presiunea mediului ambiant influențează în mod hotărîtor capacitatea de încărcare, spre deosebire de lagărele unse cu lichide, la care această presiune nu are nici o importanță.

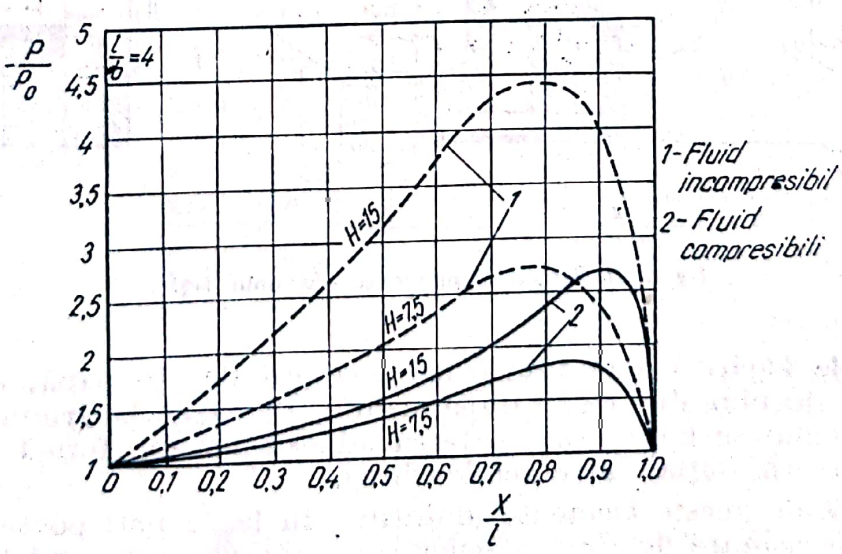


Fig. 7.49. Repartiția presiunii în filmul de lubrifiant.

7.7.1. Generalităţi, clasificare, elemente constructive şi rolul lor funcţional

Lagărele cu alunecare sînt organe de maşini care susţin arborii şi osiile în mişcare de rotaţie şi asigură preluarea sarcinilor care acţionează asupra lor, în condiţiile unei alunecări relative a fusului pe suprafaţa cuzinetului.

În funcţie de felul frecării, lagărele se împart în lagăre cu alunecare şi lagăre cu rostogolire.

Clasificarea lagărelor cu alunecare se prezintă în tabelul 7.23.

Părţile constructive ale unui lagăr pot fi exemplificate analizînd lagărul complex din figura 7.50.

Un lagăr cu alunecare poate cuprinde corpul lagărului (*1*), capacul lagărului (*2*), cuzinetul (care poate fi dintr-o bucată sau din două bucăţi (*3*, *4*) şi şuruburile de îmbinare a corpului cu capacul lagărului (*6*). Cuzineţii au rolul funcţional cel mai important, ei fiind partea din lagăr care vine în contact cu fusul. Alimentarea lagărului cu lubrifiantul necesar ungerii se face prin orificiul practicat în capac şi în cuzinetul superior.

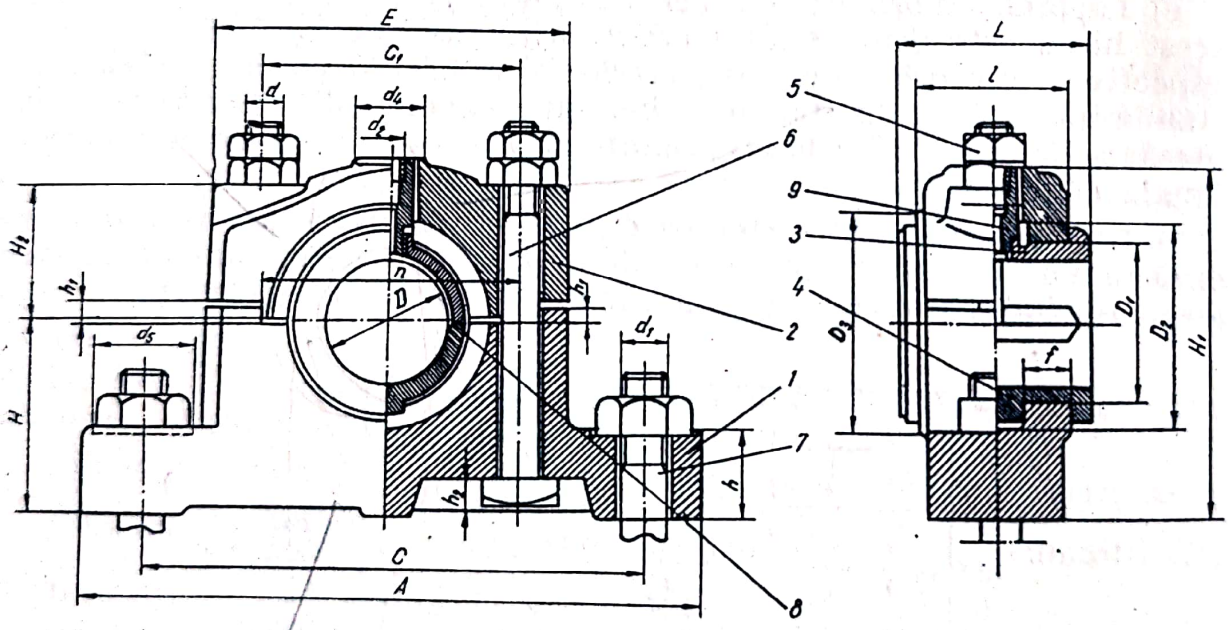


Fig. 7.50. Părţile componente ale unui lagăr.

La unele lagăre există prevăzute accesorii de tip pană, ce servesc la reglarea jocului din lagăr după uzură. În cazul lagărului analizat, reglarea jocului se face prin scoaterea adaosurilor sub formă de lamele ce se montează iniţial între semicuzineţi.

În afară de aceste elemente amintite, un lagăr mai poate cuprinde elemente de aşezare de tipul plăcilor care sînt necesare cînd lagărul nu face corp comun cu o maşină, ci se montează independent.

Scanned with OKEN Scanner

Tabelul 7.23

Clasificarea lagărelor de alunecare

Criteriul de clasificare	Denumirea lagărului	
Direcţia forţei	lagăre radiale	
	lagăre axiale	
	lagăre axial-radiale (combinate)	
Condiţii funcţionale	lagăre pentru forţe	constante
		variabile
	lagăre pentru viteze	reduse
		medii
		ridicate
		foarte ridicate
	lagăre pentru medii	abrazive
		corozive
		de temperaturi mari
Felul ungerii	lagăre cu lubrifianţi	solizi
		semisolizi (unsori consistente)
		lichizi
		gazoşi
	lagăre cu alimentare	cu presiune normală
		cu suprapresiune
		autolubrifiante
	lagăre cu circuit de lubrifiant	deschis
		închis
	lagăre cu regim de ungere	hidrodinamic
		hidrostatic
		mixt
	fără ungere	—
Construcţia	lagăre radiale	cu joc fix
		cu joc reglabil
		cu poziţia unghiulară fixă
		cu poziţia unghiulară mobilă
	lagăre axiale	cu suprafaţa de reazem circulară plină
		cu suprafaţa de reazem inelară
Destinaţia	Transmisii, motoare, turbine, maşini unelte; maşini agricole, maşini textile etc.	

Scanned with OKEN Scanner

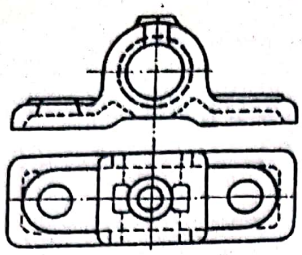


Fig. 7.51. Corp de lagăr.

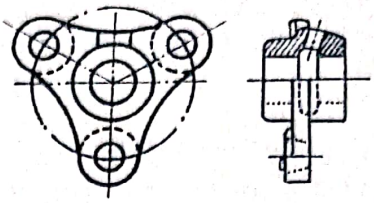


Fig. 7.52. Lagăr demontabil.

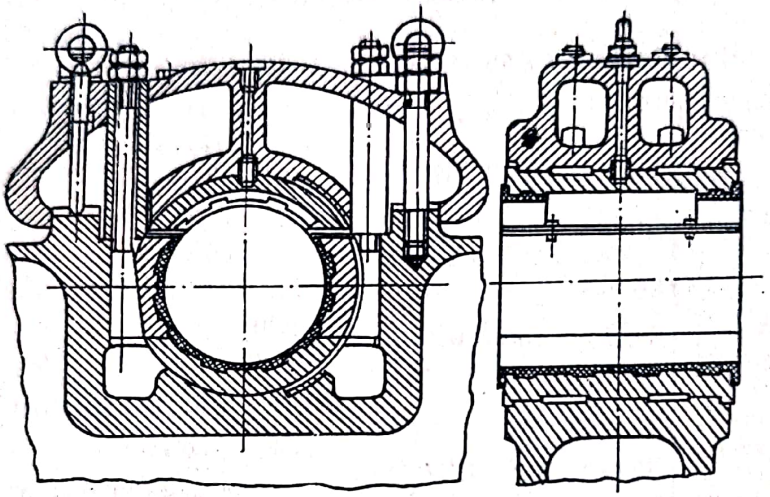


Fig. 7.53. Corp de lagăr comun cu batiul mașinii.

Corpul lagărului poate fi o piesă izolată turnată sau sudată care se asamblează pe mașină (fig. 7.50, 7.51 și 7.52), sau poate fi corp comun cu batiul mașinii (fig. 7.53), sau cu o piesă mobilă, spre exemplu o bielă.

7.7.2. Condițiile cerute lagărelor cu alunecare

Pentru a-și putea îndeplini în bune condiții rolul lor funcțional, acela de a susține arborii aflați în rotație, lagărele trebuie să îndeplinească următoarele condiții :

— să asigure o așezare bună a fusului în lagăr, astfel ca presiunea de contact să fie uniform repartizată ;

— să preia și să reziste la forțele ce se transmit de către fusuri și arbori ;

— să aibă sistem de ungere și etanșare, precum și posibilitatea de colectare a uleiului folosit la ungere ;

— materialele și forma pieselor componente ale lagărului să contribuie la eliminarea căldurii cît se poate de rapid ;

— lagărul să ceară o întreținere ușoară și ieftină, iar montarea să se facă fără dificultăți ;

Scanned with OKEN Scanner

— să existe posibilitatea de a se regla uşor jocul dintre fus şi cuzinet;
— construcţia lagărului să fie astfel făcută ca să asigure o înlocuire uşoară a cuzineţilor cînd aceştia s-au uzat, iar în timpul funcţionării să împiedice antrenarea cuzinetului de către fus.

Avantajele lagărelor cu alunecare faţă de cele cu rostogolire sînt următoarele: gabarit radial mai redus, zgomot şi şocuri în funcţionare mai reduse, preţ de cost mai mic, montare şi demontare mai uşoară, amortizează şocurile datorită existenţei filmului de ulei etc.

Printre dezavantajele lagărelor cu alunecare se enumeră: coeficientul de frecare mai mare, mai ales la porniri, consum mare de lubrifiant, gabarit longitudinal mai mare etc.

7.7.3. Materiale antifricţiune

Materialele antifricţiune sînt utilizate fie pentru confecţionarea întregului cuzinet fie sub formă de căptuşeli pe corpul cuzinetului.

Avînd în vedere influenţa calităţii acestor materiale asupra funcţionării unui lagăr, ele trebuie să îndeplinească următoarele condiţii [83]:

— lubrifiantul să aibă o bună aderenţă faţă de material, care trebuie să fie suficient de poros, pentru a înlesni formarea unor suprafeţe unsuroase;

— coeficientul de frecare dintre fus şi cuzinet să fie mic;

— să aibă duritatea necesară pentru ca să nu se lamineze;

— să adere bine de materialul corpului cuzinetului şi să reziste la strivire şi mai ales la şocuri;

— să se toarne uşor, să se prelucreze uşor şi să se obţină suprafeţe cît mai netede, iar în timpul funcţionării să se lustruiască repede (să aibă autoajustare pe fus);

— să aibă conductibilitate termică mare şi să nu se înmoaie la temperatura de regim a fusului;

— să reziste la coroziune şi să nu fie atacate de acizi sau săpunurile ce se formează în uleiul de ungere încălzit;

— să fie ieftine.

Satisfacerea simultană a tuturor acestor condiţii nu este realizată de nici un material antifricţiune care se foloseşte azi. La construcţia cuzinetului se alege acel material care satisface condiţiile principale ce se impun lagărului, în raport cu regimul de funcţionare specific maşinii respective. La alegerea materialelor antifricţiune, se va evita utilizarea aliajelor deficitare. Pentru ţara noastră, această problemă se pune foarte insistent, deoarece staniul şi cuprul sînt materiale deficitare.

În tabelul 7.24 se prezintă principalele materiale antifricţiune cu proprietăţile lor mecanice; se fac observaţii asupra comportării lor şi se indică domeniul de utilizare.

Scanned with OKEN Scanner

Tabelul 7.24

Materiale antifricţiune utilizate în construcţia lagărelor

Nr. crt.	Denumirea materialului	Marca	Duritatea [HB]	Presiunea [daN/cm²]	Viteza [m/s]	pv [daNm/cm²·s]	Observaţii
0	1	2	3	4	5	6	7
1	Fontă cenuşie obişnuită	Fc 15 Fc 20	163—229 170—141	0,5—10 max. 50	3—0,1	1,5—3	Este ieftin. Nu suportă şocuri. Nu se recomandă la turaţii mari. Necesită o ungere bogată şi sigură, jocuri mari şi fus cu duritate mare. Structura fontei să fie perlitică cu grafit fin distribuit. Se recomandă la aparate de ridicare cu acţionare manuală
2	Fontă cenuşie antifricţiune	FcA—1 FcA—2 FcA—3	180—229 190—229 160—190	0,5—90 1—60 0,5—90	2—0,2 2—0,75 2,5—0,5	1—18 3—45 1—20	Reclamă fus din oţel tratat termic. Poate funcţiona cu fus netratat termic.
3	Fontă cu grafit nodular antifricţiune	FgnA—1 FgnA—2	210—260 167—190	5—120	5—1	25—120	Poate înlocui bronzul. Se utilizează atît ca fus tratat termic cît şi netratat.
4	Fontă maleabilă antifricţiune	FmA—1 FmA—2	197—217 167—197	5—120	5—1	25—120	În unele cazuri pot înlocui bronzul
5	Bronzuri	Bz14T	85	150	10	150	Bronzurile în general pot fi utilizate fără căptuşeală. Suportă şocuri, sarcini mari şi temperaturi ridicate.
		Bz6ZnT	60	80	3	80	Bronzul cu staniu se recomandă pentru maşini unelte.
		Bz4ZnT	5	50	3	50	Bronzul cu staniu şi zinc se foloseşte pentru lagăre uşor şi mediu solicitate. Jocurile recomandate—ψ=1,6—1,8‰,
		BzPb25	23—45	100	8	100	Bronzurile cu plumb pot suporta bine sarcinile variabile, sarcinile cu şocuri, rezistă la temperaturi mari. Nu se ajustează după fus. Jocul recomandat ψ = 1—1,5‰. Au coeficientul de dila-
		BzSnPb5	70	250	12	250	
		BzSnPn22	50	150	3	100	

Scanned with OKEN Scanner

							tare mare. Se recomandă pentru lagăre de presiune mare, turații mari, ca: lagăre pentru motoare cu ardere internă, turbine, electromotoare, locomotive Diesel electrice etc.
		BzA110T	80	80	4	40	Bronzul cu aluminiu este înlocuitor al bronzului cu staniu dar nu-i atinge calitățile. Se recomandă la lagăre mai puțin încărcate.
6	Compoziție de lagăr pe bază de Sn	Y—Sn83 Y—Sn80	24—32 24—30	200 150	600 50	150 120	Se utilizează la sarcini și viteze mari. Se ajustează ușor pe fus. Nu rezistă la șocuri. Este scumpă. Este puțin sensibilă la impurități, deoarece înglobează particulele dure ce ajung accidental între fus și cuzinet. Este rezistentă la coroziune. Jocul recomandat — $\Psi = 0{,}5\ ^0/_{00}$.
7	Compoziție de lagăr pe bază de Pb	Y—PbSn 10 Y—PbSn 6Sb6	23—32 16—18	200 150	12 6	150 100	Este înlocuitorul compoziției pe bază de staniu, fiind mai ieftin. Rezistă la șocuri. Se utilizează frecvent pentru cuzineți de bielă. Compoziția pe bază de plumb cu adaus de calciu (Babmetalul); se folosește la osiile de vagoane.
8	Compoziție pe bază de cadmiu	—	38	—	—	—	Au durabilitate mare. Se aplică în straturi subțiri pe cuzineți din tablă de oțel.
9	Aliaje pe bază de aluminiu	Y—AlSb 5 Y—AlSn 6CuNi	25—28 45	100 100	4 4	60 60	Sînt rezistente la uzură. Se pot utiliza într-o gamă largă de presiuni și viteze. Se recomandă pentru cuzineții motoarelor.
10	Materiale sinterizate	—	—	100	0,59	50	Au proprietăți autolubrifiante. Se utilizează în mașinile textile, agricole, alimentare etc.

Scanned with OKEN Scanner

Tabelul 7.24 (continuare)

Nr. crt.	Denumirea materialului	Marca	Duritatea [HB]	Presiunea [daN/cm²]	Viteza [m/s]	pv [daNm/cm²·s]	Observații
0	1	2	3	4	5	6	7
11	Materiale nemetalice	Poliamida	7—11	60	1	60	Se poate prelucra ușor. Poate lucra în mediu cu praf, se autoajustează după fus. Coeficientul de conductibilitate termică foarte mic.
		Teflonul	—	—	—	—	Se utilizează numai pentru căptușeli. Coeficientul de frecare, fără ungere, foarte mic $\mu = 0{,}05—0{,}07$.
		Textolitul	40	50—150	1—5	150	Rezistent la coroziune, funcționează cu ungere cu ulei, unsoare consistentă, apă sau chiar fără ungere. Amortizează șocurile și vibrațiile.
		Lignofinul, lignostonul	12	40—100	4	50	Se recomandă pentru viteze mici și presiuni medii, ungere cu emulsie de ulei în apă. Jocuri mari, $\psi = 4—5\%$. Utilizabil în industria textilă, alimentară, transportoare etc.
		Lemnul	—	—	—	—	Se utilizează sub formă de lemn natural, lemn presat și lemn impregnat.
		Cauciucul	—	—5	0,5—25	—	Se utilizează la lagărele care funcționează într-un mediu lichid (elice de vapoare, pompe etc.).
12	Metale dure	—	—	—	—	—	Se aplică la viteze și presiuni mari, temperaturi ridicate, de exemplu la rezemări pe vîrfuri conice.

Scanned with OKEN Scanner

7.7.4. Calculul şi construcţia elementelor componente ale lagărelor radiale

7.7.4.1. Cuzineţi, formă şi material

Cuzinetul este partea constructivă a lagărului pe care se sprijină fusul, fiind separat de acesta prin pelicula de lubrifiant.

Cuzinetul trebuie să îndeplinească condiţiile cerute de funcţionarea lagărului, iar alegerea materialului se va face respectînd cerinţele impuse materialelor antifricţiune (paragraful 7.7.3).

Ca formă, cuzinetul poate fi dintr-o bucată de tip bucşă; acesta este ieftin, se deformează mai greu şi menţine deci mai precis valoarea jocurilor din lagăr.

Cuzineţii tip bucşă se folosesc numai pentru fusuri de capăt. În cazul unei uzuri mari, ne mai putîndu-se regla jocul, cuzinetul-bucşă trebuie să fie înlocuit.

Bucşele pentru lagăre sînt standardizate prin STAS 772-67 şi au forma din figura 7.54; în STAS 9715-74 se dau dimensiunile semicuzineţilor subţiri.

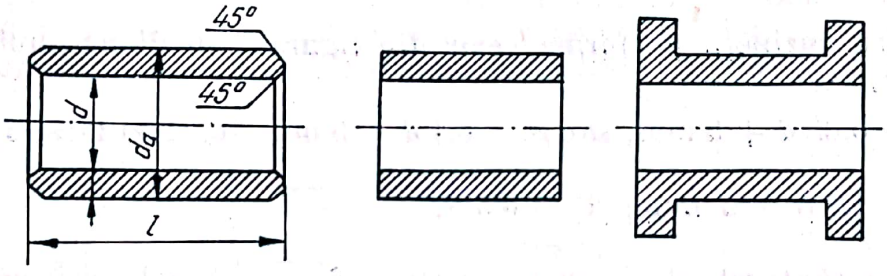


Fig. 7.54. Bucşe pentru lagăre.

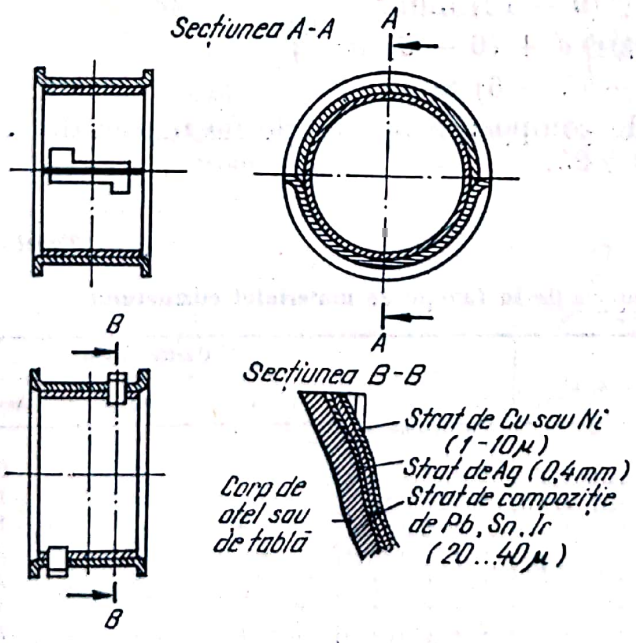


Fig. 7.55. Cuzineţi din tablă de oţel, căptuşiţi.

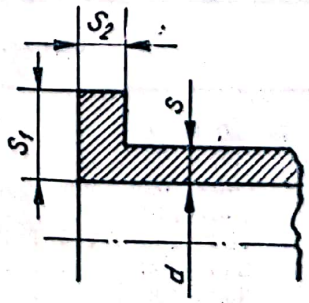


Fig. 7.56. Elementele geometrice ale cuzineţilor.

Scanned with OKEN Scanner

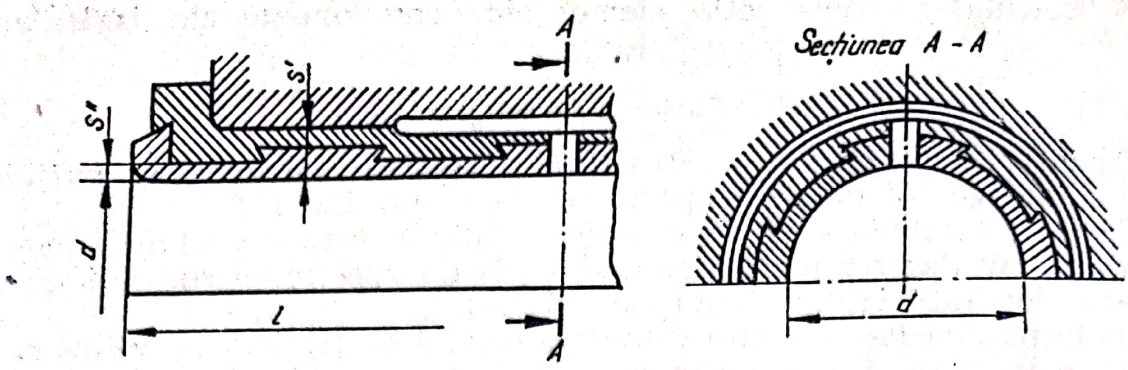


Fig. 7.57. Prinderea căptușelii prin canale în formă de cozi de rîndunică.

În ultima vreme s-au utilizat cuzineții din tablă de oțel, căptușiți cu material antifricțiune — compoziție — (figura 7.55).

Cuzineții se obțin prin turnare din bronz, fontă sau oțel etc., după care urmează prelucrarea mecanică. Dacă cuzineții se căptușesc cu material antifricțiune (compoziție), acesta trebuie să adere bine de corpul cuzinetului.

Pentru cuzineții de forma celor din figura 7.56 dimensiunile cotate sînt [30]:

$$S = 0{,}05\,d + 3 \text{ mm, sau } S = 0{,}1\,d + 5 \text{ mm} — \text{cuzinet fără căptușeală;}$$

$$S_1 = 1{,}2\,S + 3 \text{ mm;} \quad S_2 = 0{,}5\,S.$$

Prinderea căptușelii de cuzinet se poate face prin canale în formă de cozi de rîndunică (fig. 7.57), iar dimensiunile cotate sînt, pentru cuzineți:

— din fontă, $S' = 0{,}12\,d + (9 - 12)$ mm;

— din oțel turnat, $S' = 0{,}09\,d + (6 - 9)$ mm;

— din bronz, $S' = 0{,}08\,d + (5 - 6)$ mm.

Grosimea S a căptușelii de compoziție în funcție de materialul cuzinetului este dată în tabelul 7.25.

Tabela 7.25

Grosimea căptușelii de compoziție în funcție de materialul cuzinetului

Diametrul fusului d [mm]	Cuzinetul din:		
	fontă	oțel	bronz
de la 20 la 50	3	2	0,5
50— 75	3	2,5	1
75—100	3,5	3	1,5
100—150	4	3,5	2
150—200	5	4	2,5
200—300	6— 7	5	3,3
300—400	7— 8	6	4,5
400—500	9—10	7	5

Scanned with OKEN Scanner

Alt procedeu pentru fixarea materialului antifricţiune, constă din prinderea prin proeminenţe şi adînciturii pe faţa interioară a corpului cuzinetului ca în figura 7.58.

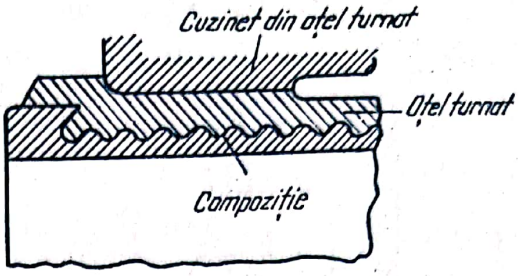


Fig. 7.58. Prinderea căptuşelii, prin proeminenţe şi adîncituri.

În figura 7.59 se prezintă un alt sistem de prindere a căptuşelii, prin intermediul unui schelet din tablă. Procedeul este indicat pentru $d > 200$ mm. Fixarea cuzinetului în corpul lagărului ca şi asigurarea lui contra rotirii se realizează prin gulere frontale, respectiv prin cuie conice sau alte piese intermediare de blocaj, exemplificate în figura 7.60.

Ungerea şi funcţionarea bună a lagărelor cu alunecare — sînt dependente de introducerea şi repartizarea uleiului în spaţiul dintre cuzinet şi fus.

La lagărele cu ungere hidrodinamică, unde funcţionarea în regim de frecare lichidă este condiţionată de continuitatea peliculei de lubrifiant, introducerea uleiului se va face în zona jocurilor maxime.

Prezenţa unor canale de repartizare a uleiului în zona portantă (figura 7.61) nu este permisă, deoarece acestea fac legătura cu zona de joasă presiune a lagărului, reducînd capacitatea portantă a peliculei

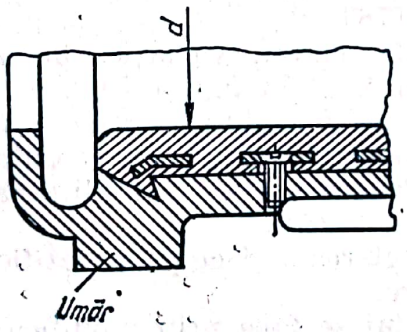


Fig. 7.59. Prinderea căptuşelii printr-un schelet de tablă.

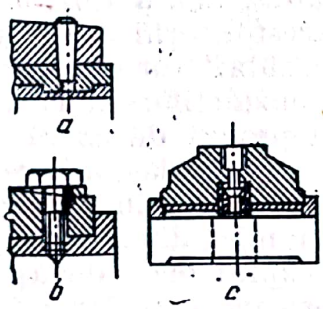


Fig. 7.60. Asigurarea cuzinetului împotriva rotirii.

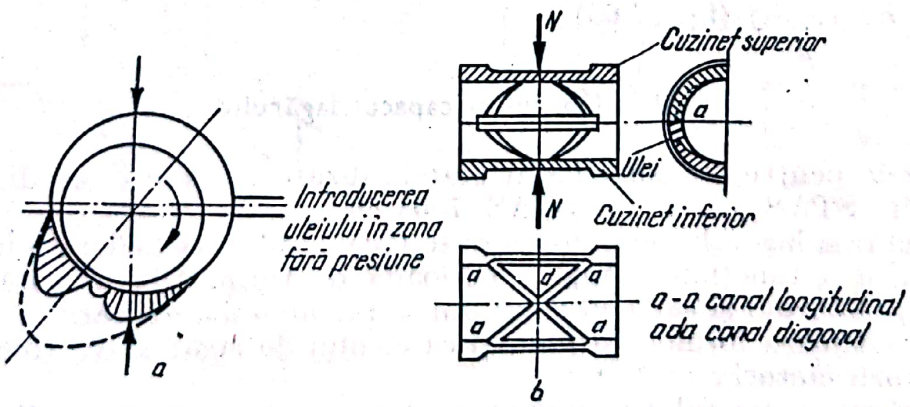


Fig. 7.61. Canale de ungere.

Scanned with OKEN Scanner

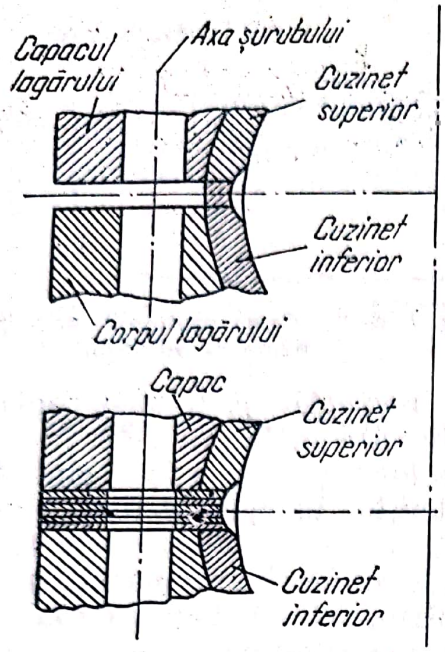


Fig. 7.62. Reglarea cuzineților cu ajutorul adaosurilor.

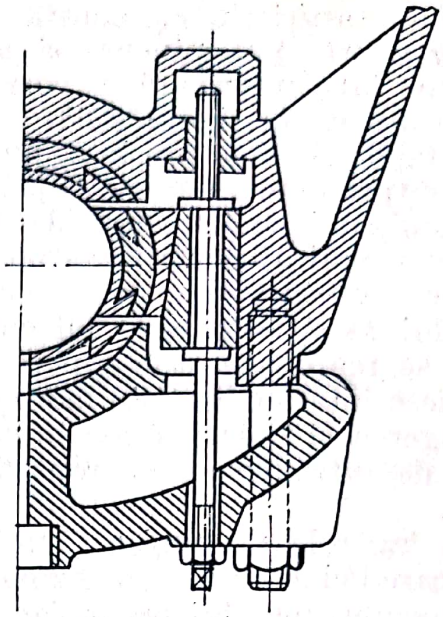


Fig. 7.63. Reglarea cuzineților prin pene de reglaj.

de lubrifiant. Canalele de ungere se fac longitudinale, în planul de separație al cuzineților, (a—a în figura 7.61, b) și în nici un caz în diagonală în zona portantă, figura 7.61, b, c [78].

Efectul acestor orificii și canale asupra variației presiunii radiale în pelicula de lubrifiant este exemplificat în figura 7.61, a.

Reglarea cuzineților în lagăr este necesară pentru a înlătura sau micșora jocul produs de uzură și pentru asigurarea coaxialității tuturor lagărelor ce susțin același arbore. Pentru a avea posibilitatea de reglare, cuzineții sînt împărțiți în 2, 3 sau 4 bucăți.

La cuzineții mici, din 2 bucăți, reglarea se face prin rectificarea, pilirea și ajustarea suprafețelor de așezare.

La cuzineții mari, reglarea jocului se face prin modificarea grosimii adaosurilor sub formă de plăcuțe de alamă, dintre fețele de așezare ale celor doi semicuzineți (fig. 7.62).

La cuzineții din mai mult de două bucăți, reglarea jocului se face cu pene de reglaj (fig. 7.63).

7.7.4.2. Corpul și capacul lagărului

Lagărele pentru transmisii sînt standardizate în funcție de diametrul fusului, în STAS 771-67 și STAS 7504-66.

Proiectarea lagărelor cu alunecare se face luînd în considerare un lagăr similar care a funcționat bine o perioadă de timp. Din această cauză, de obicei, la corpul și capacul lagărului se fac numai verificări.

La proiectarea formei corpului și capacului de lagăr se va ține seama de următorii factori:

— lagărul să fie robust și rigid pentru a asigura un mers liniștit al arborelui și mașinii;

Scanned with OKEN Scanner

— forma lagărului să fie cît se poate de simplă;

— legarea pereţilor ce sprijină cuzineţii cu pereţii exteriori, pentru asigurarea conductivităţii căldurii spre exterior;

— asigurarea în corpul lagărului a unei băi de ulei, dacă ungerea se face cu inel şi etanşarea lagărului contra pierderilor de ulei şi contra impurităţilor;

— la ungerea lagărului sub presiune, să se prevadă orificii de alimentare şi ieşire a uleiului;

— corpul şi capacul să fie prevăzute cu suprafeţe de centrare pentru asigurarea poziţiei corecte a celor două piese.

Pentru calculul corpului de lagăr se folosesc ipoteze simplificatorii, deoarece un calcul precis este foarte dificil. Se consideră corpul lagărului de alunecare reprezentat în figura 7.64.

Forţa totală F transmisă de cuzinet asupra corpului de lagăr se consideră concentrată în două componente $\frac{F}{2}$, ce acţionează la distanţa $\frac{d_c}{4}$ faţă de axa verificată.

Reacţiunea plăcii de sprijin se consideră de asemenea concentrată în două forţe $\frac{F}{2}$, cu braţul de pîrghie $\frac{L}{4}$.

Secţiunea $I-I$ se verifică la încovoiere.

De asemenea, la corpul lagărului este necesară verificarea secţiunii $II-II$ a tălpii lagărului, care este solicitată la încovoiere.

Capacul de lagăr se verifică în secţiunea $III-III$ la încovoierea dată de forţele ce se transmit de la fus prin cuzinet, figura 7.65 (dacă zona portantă a cuzinetului determină încărcarea capacului de lagăr).

Dimensiunea b a secţiunii se alege constructiv, în funcţie de lungimea cuzinetului.

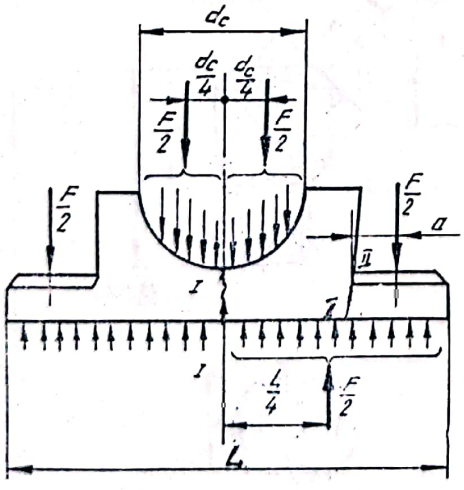


Fig. 7.64. Schema de calcul a corpului lagărului.

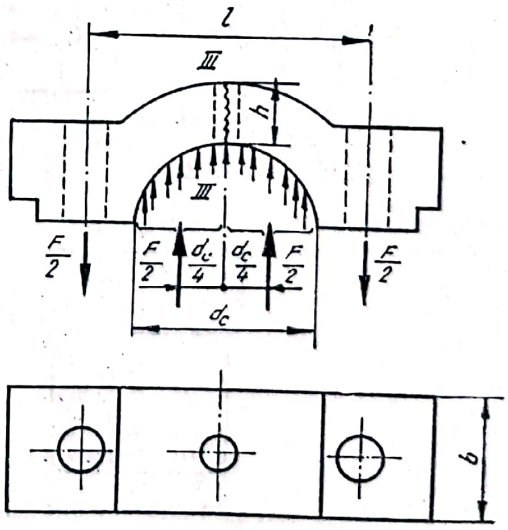


Fig. 7.65. Schema de calcul a capacului de lagăr.

Scanned with OKEN Scanner

La verificarea secţiunii III—III se va ţine seama de prezenţa canalului de ungere în această secţiune. Efortul unitar admisibil de încovoiere are următoarele valori pentru fontă :

$\sigma_{ai} = 250$ daN/cm², pentru corp ;

$\sigma_{ai} = 400$ daN/cm² pentru capac.

Asamblarea capacului cu corpul lagărului, ca şi fixarea lagărului pe placa de fundaţie, se face cu şuruburi (cu prestrîngere).

Diametrul şuruburilor se calculează cu relaţiile deduse la capitolul şuruburi.

7.7.4.3. Metode de ungere

Sistemul de ungere al unui lagăr cu alunecare trebuie să ţină seama de condiţiile de funcţionare a lagărului.

Clasificarea sistemelor de ungere este dată în tabelul 7.26.

Folosirea unsorii consistente drept lubrifiant este indicată la maşini cu turaţii joase sau în locurile unde cantitatea de lubrifiant necesară ungerii este redusă.

Metodele de ungere cu unsoare sînt avantajoase pentru maşinile ce lucrează în atmosferă liberă, la agregatele ce lucrează în mediu cu praf etc.

Dintre sistemele de ungere semiautomate se amintesc :

— *ungătoarele cu bilă*, normalizate în STAS 1116-67 şi executate în 3 variante după cum se vede în figura 7.66 ;

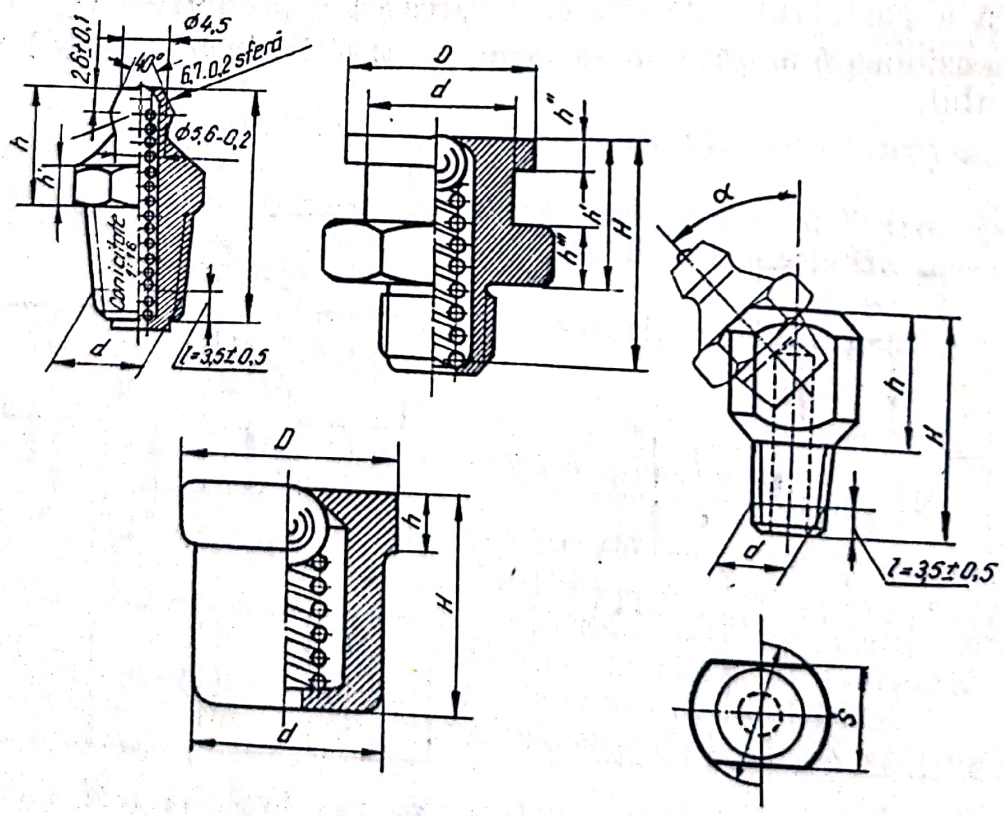


Fig. 7.66. Ungătoare cu bile.

Clasificarea sistemelor de ungere *Tabelul 7.26*

Sisteme semiautomate	Fără presiune sau cu presiune redusă	Uleiuri	Sisteme de ungere fără recuperarea lubrifiantului	Sisteme de ungere cu recuperarea lubrifiantului
			Ungere prin picurare	Ungere în baie cu inel / lanț
			Ungere prin forțe de capilaritate	
			Ungere în ceață de ulei	Ungere prin barbotaj
			Ungere comandată manual	Ungere prin suprafețe poroase
			Ungere comandată prin vacuum	
			Ungere comandată pneumatic	
			Ungere comandată mecanic	
		Unsori	Ungere prin depozitare în capacul lagărului	
			Ungătoare cu bilă	
			Ungătoare cu pîlnie	
			Ungătoare cu piston	
			Ungătoare cu pompă	
Sisteme automate	Sisteme centralizate fără presiune sau cu presiune redusă	Uleiuri	Ungere prin gravitație cu mare rezervă de lubrifiant	Ungere prin gravitație și pompă de recirculație
			Ungere comandată hidrostatic, pneumatic sau mecanic	
		Unsori	Ungere cu o pompă acționată manual, mecanic, electric, hidraulic sau pneumatic	
	Sisteme centralizate sub presiune	Uleiuri	Sisteme deschise (fără recirculația uleiului)	Sisteme închise (cu recirculația uleiului)
		Uleiuri sau unsori	Ungere cu ajutorul sistemelor mecanice cu ramificații multiple	
			Ungere în paralel sau în serie cu o pompă centrală, deservind o linie simplă sau dublă, cu dispozitive de dozare	
			Ungere prin pulverizarea lubrifiantului	

Scanned with OKEN Scanner

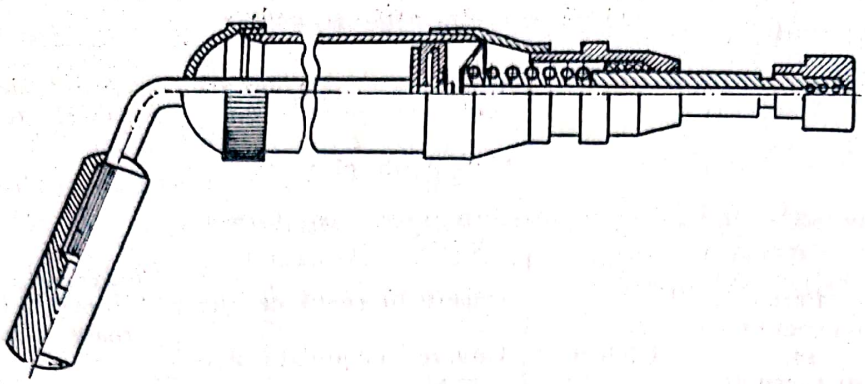


Fig. 7.67. Presă de mînă.

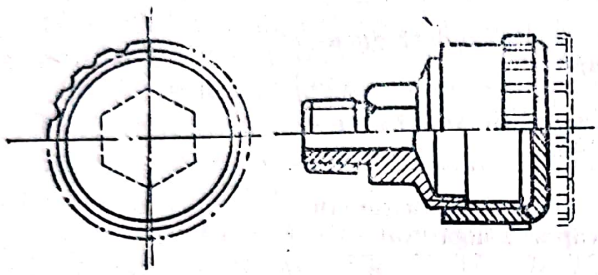


Fig. 7.68. Ungător cu pîlnie.

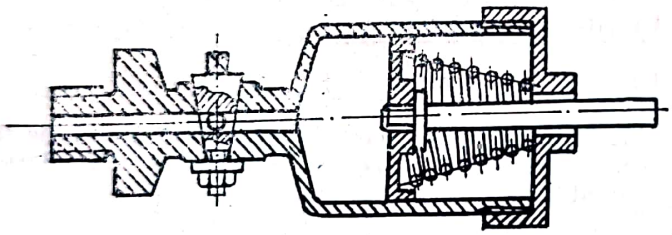


Fig. 7.69. Ungător cu pîlnie cu apăsare prin arc.

presa de mînă utilizată pentru alimentarea ungătoarelor cu bilă este reprezentată în figura 7.67 (STAS 5290-61).

— *ungătoarele cu pîlnie* sînt prezentate în figurile 7.68 și 7.69 (STAS 748-69).

În categoria sistemelor automate de ungere cu unsoare se include metoda de ungere centrală, prin care se asigură alimentarea mai multor puncte cu unsoare presată dintr-un cilindru al cărui piston poate fi cu acționare manuală, mecanică, electrică, hidraulică sau pneumatică.

Aceste sisteme permit reglarea cantității de unsoare necesară fiecărui loc de ungere, fiind în același timp economicoase [83].

Făcînd o comparație între sistemele de ungere cu unsoare consistentă și cele cu ulei, se constată că acestea din urmă prezintă avantaje care au determinat utilizarea lor pe scară largă în condițiile cele mai grele de funcționare.

Gama foarte largă a acestor dispozitive nu permite decît o descriere sumară în lucrarea de față a sistemelor de ungere cu ulei mai des întîlnite în practica lubrifierii mașinilor.

Ungerea cu inel este o metodă de lubrifiere utilizată în cazul arborilor orizontali cu turații mijlocii, asigurînd circulația unei cantități de ulei mai mare decît cea necesară (fig. 7.70).

Inelul de ungere este așezat pe fus printr-un locaș prevăzut în cuzinet, astfel ca partea sa inferioară să fie cufundată în baia de ulei. Prin antrenarea sa de către arbore, inelul va transporta pe fus o cantitate de ulei suficient de mare, ulei care va unge suprafața de contact dintre fus și cuzinet.

Scanned with OKEN Scanner

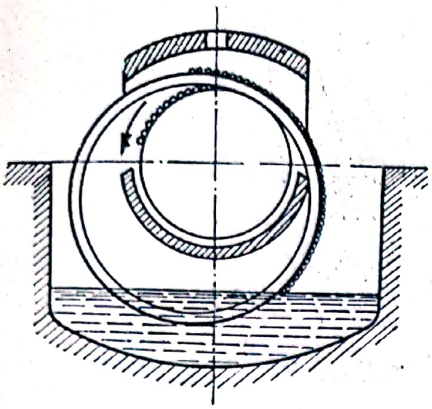


Fig. 7.70. Ungerea cu inel liber pe fus.

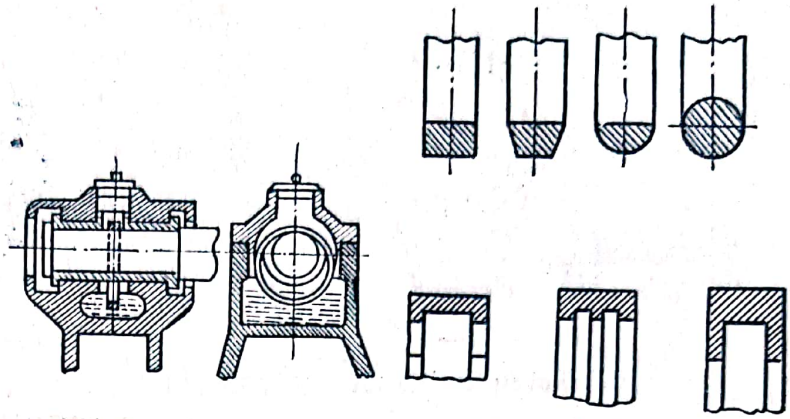


Fig. 7.71. Inele de ungere.

Inelul de ungere poate fi fix sau mobil pe arbore.

Inelele mobile pot avea secţiunea de formă dreptunghiulară, trapezoidală sau circulară şi pot fi prevăzute pe suprafaţa de contact cu fusul cu caneluri de diverse forme (fig. 7.71).

Dimensiunile inelelor de ungere cu secţiune dreptunghiulară, ca şi adîncimea de scufundare a inelului în baie sînt standardizate prin STAS 773-70.

În cazul inelelor fixe pe arbore reţinerea uleiului pentru ungere se face printr-o placă de reţinere fixată la partea superioară a lagărului, figura 7.72.

Ungerea cu lănţişor este o variantă a ungerii cu inel fiind întrebuinţată mai rar (fig. 7.73). Mai frecvent întîlnită este metoda de ungere prin barbotaj. Uleiul azvîrlit prin barbotaj se prelinge pe pereţii carcasei şi ajunge la locurile de ungere. Un exemplu de ungere de acest fel este prezentat în figura 7.74 (ungerea fusului bielei).

Metodele analizate pînă acum lucrează fără presiune în lubrifiant sau cu presiune redusă şi pot fi grupate în categoria metodelor semiautomate.

Sistemele moderne de lubrificaţie asigură dozarea precisă a cantităţii de lubrifiant pentru fiecare loc de uns, o ungere continuă şi sigură.

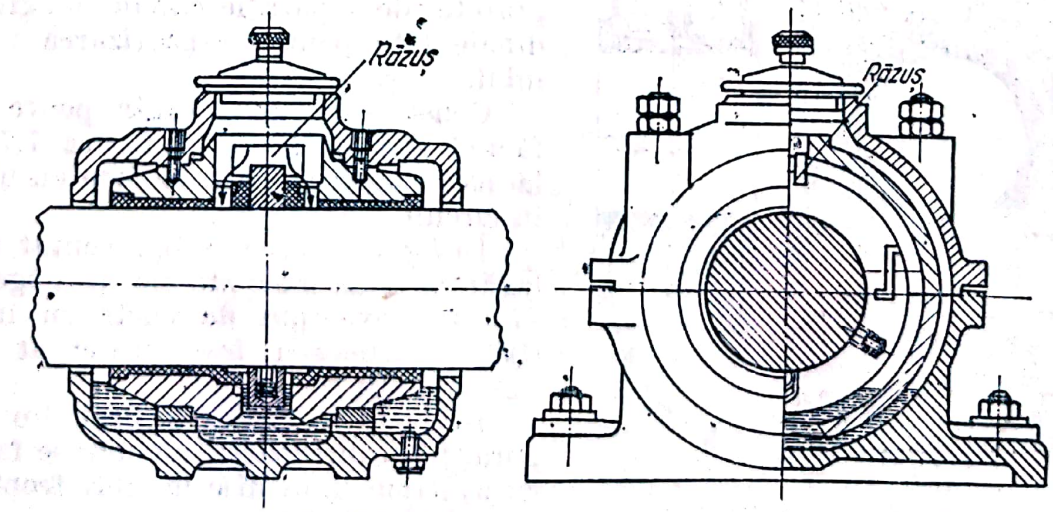


Fig. 7.72. Ungere cu inel fix pe fus.

Scanned with OKEN Scanner

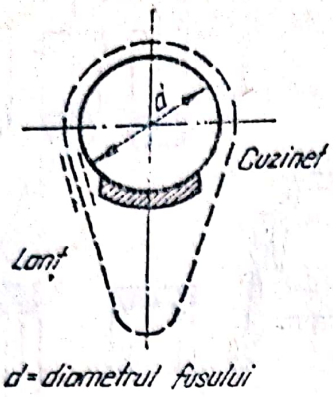


Fig. 7.73. Ungere cu lănțișor.

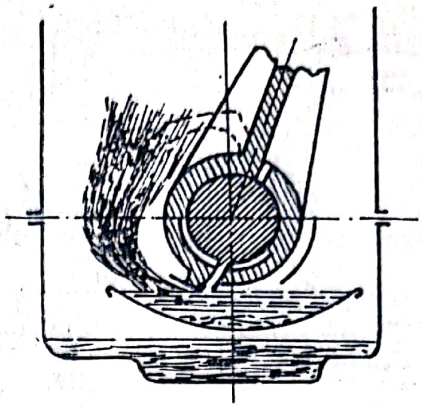


Fig. 7.74. Ungere prin barbotaj.

Avantajul sistemelor automate constă în faptul că permit alimentarea mai multor organe de la un punct central, chiar în timpul funcționării utilajului, cu șanse mai mici de impurificare a lubrifianților.

Prin proiectare judicioasă și utilizare corectă, sistemele acestea aduc economii considerabile de lubrifiant, alături de o siguranță în exploatarea mașinilor, supravegherea făcîndu-se de la un singur panou central de comandă.

7.7.4.4. Exemple constructive de lagăre

În cele ce urmează se dau cîteva exemple de tipuri constructive de lagăre radiale și axiale folosite pentru arborii motoarelor și mașinilor importante.

Lagărul din figura 7.75 este destinat arborilor cotiți ai unor motoare Diesel. Partea inferioară a lagărului face corp comun cu batiul motorului. Alimentarea cu lubrifiant se face la partea superioară a lagărului, prin capac, iar cuzineții au în dreptul suprafeței de separație canale longitudinale late pentru repartizarea uleiului.

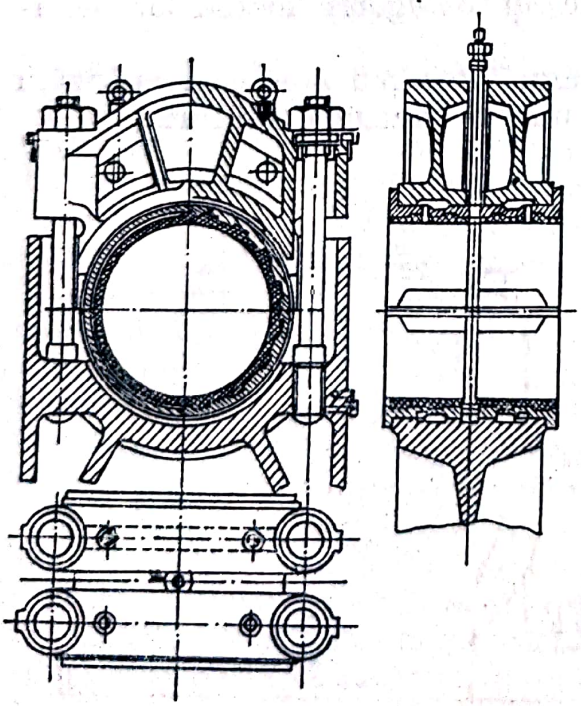


Fig. 7.75. Lagăr pentru arbori cotiți.

Construcția unui lagăr poate fi făcută și sudată, ca în figura 7.76; la acest lagăr ungerea se face cu ulei în circuit închis [78].

În figura 7.77 este reprezentat un lagăr cu două inele mobile de ungere [78] (un exemplu de lagăr cu inel fix pe arbore a fost prezentat în figura 7.72).

În cazul lagărului frontal din figura 7.78 antrenarea uleiului se face cu ajutorul unui disc montat frontal pe arbore [78].

Scanned with OKEN Scanner

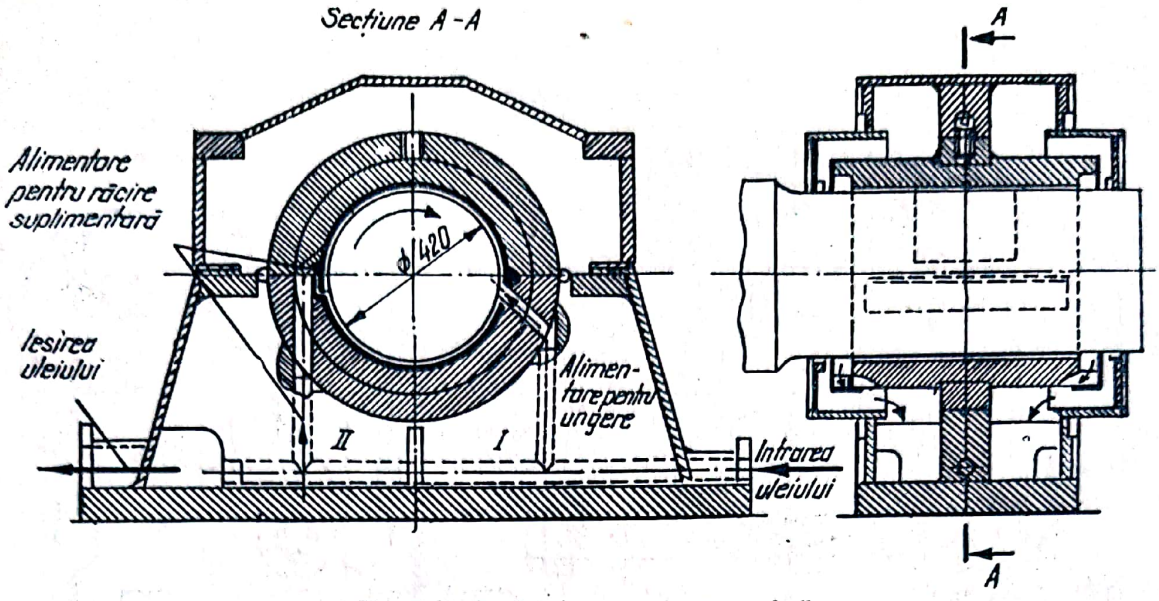


Fig. 7.76. Lagăr de construcție sudată.

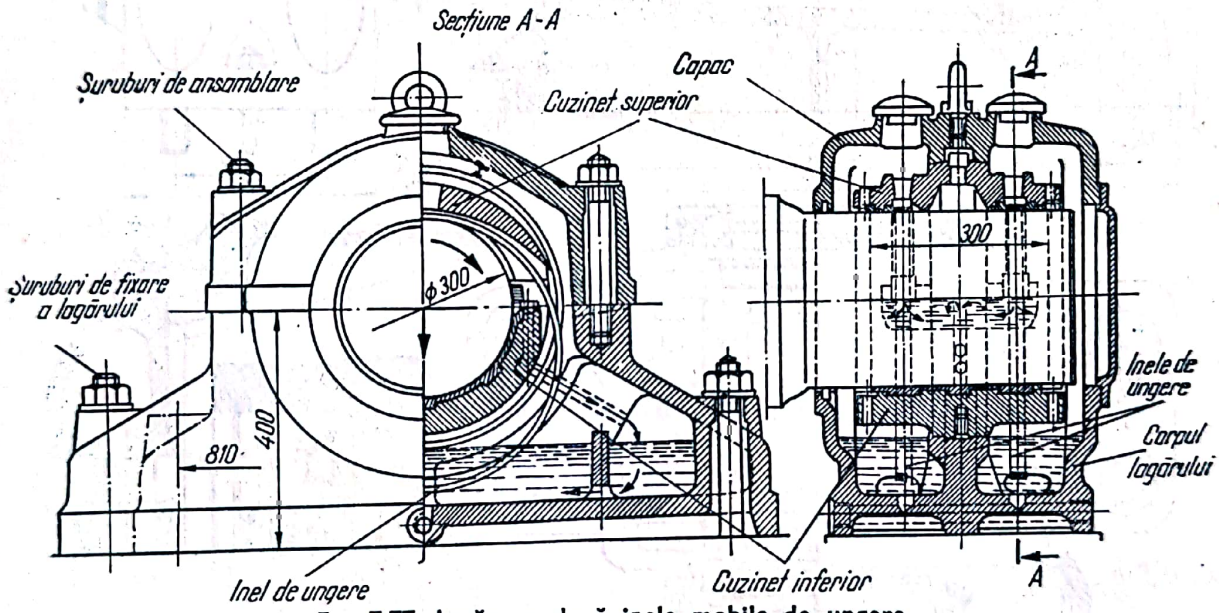


Fig. 7.77. Lagăr cu două inele mobile de ungere.

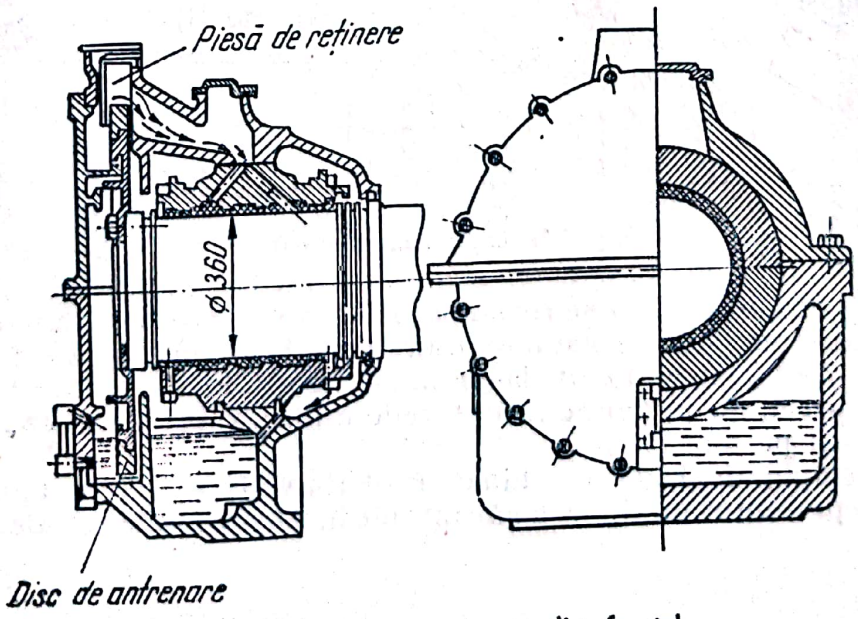


Fig. 7.78. Lagăr cu ungere cu disc frontal.

Scanned with OKEN Scanner

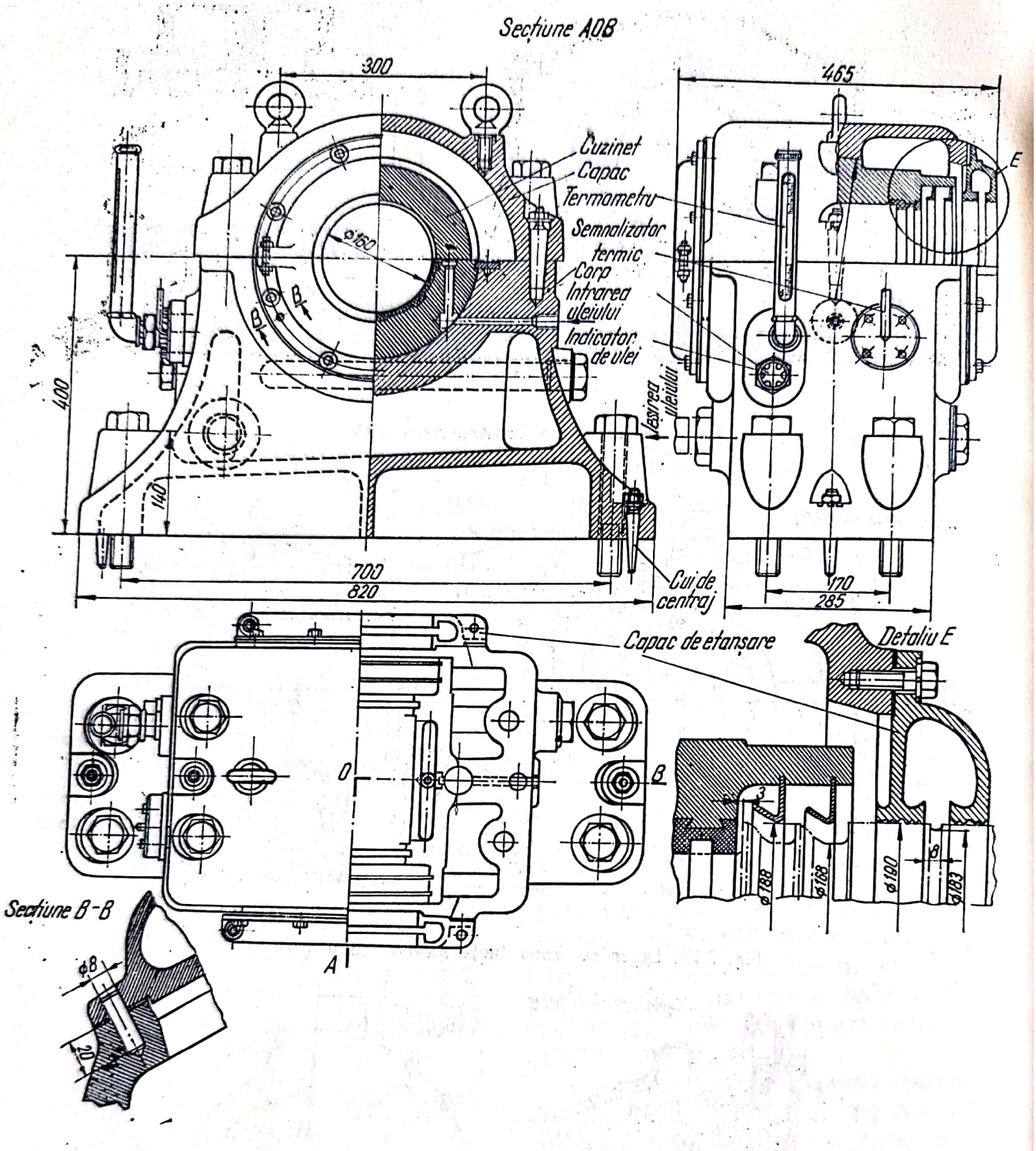


Fig. 7.79. Lagăr radial oscilant.

Lagărul din figura 7.79 se remarcă prin rezemarea sferică a cuzinetului, alimentarea laterală cu ulei și o etanșare deosebit de îngrijită (78).

Figura 7.80 reprezintă un lagăr axial folosit la o turbină hidraulică de turație joasă, iar în figura 7.81 se vede un lagăr axial la care segmenții sînt rezemați pe bile [78].

Un exemplu de lagăr combinat (radial-axial) se dă în figura 7.82, unde s-a reprezentat un tip de lagăr întîlnit în construcțiile navale.

Scanned with OKEN Scanner

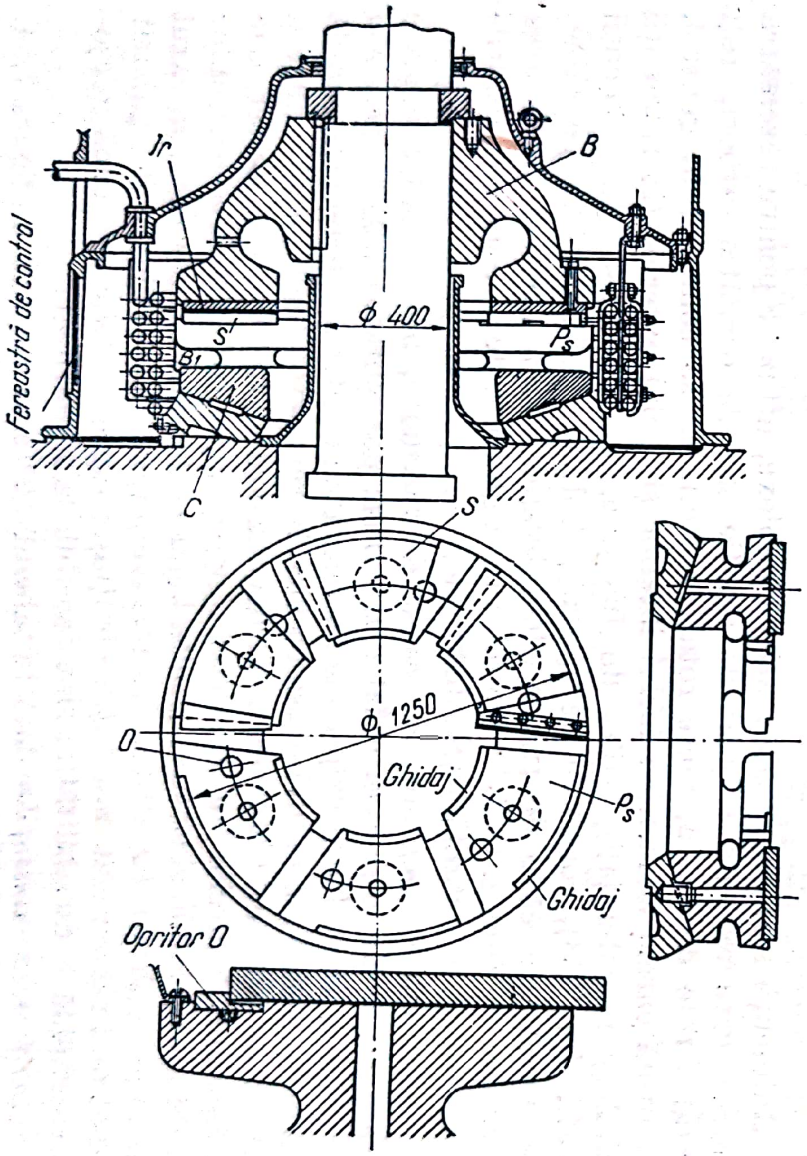


Fig. 7.80. Lagăr axial pentru turbine.

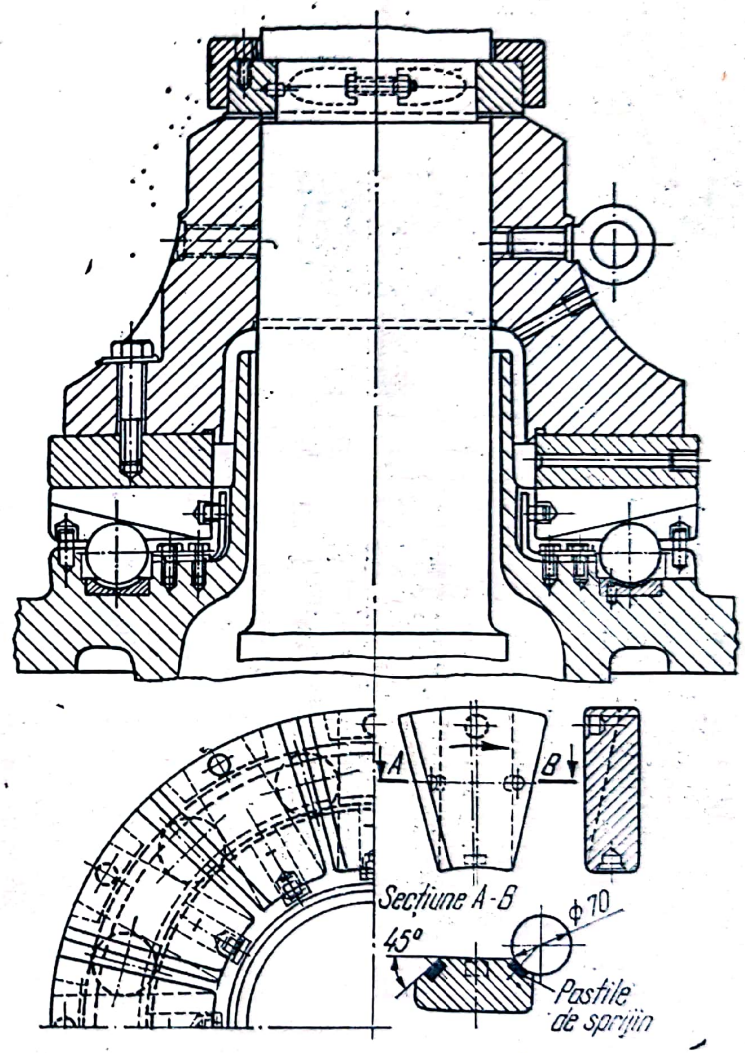


Fig. 7.81. Lagăr axial cu segmenții rezemați pe bile.

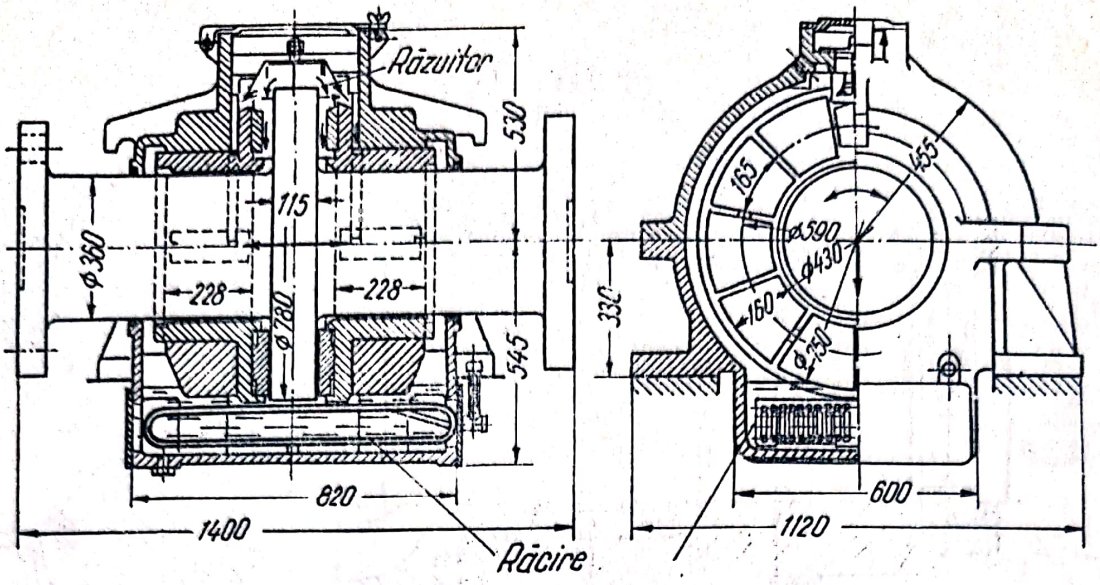


Fig. 7.82. Lagăr radial-axial.

7.8. RULMENŢI. LAGĂRE CU RULMENŢI

7.8.1. Generalităţi. Clasificare

Rulmenţii sînt organe de maşini complexe, utilizate pentru rezemarea pieselor care execută mişcări de rotaţie sau de oscilaţie (arbori, roţi dinţate, role de cablu, mese rotative etc.). Ei se compun, în general, din următoarele elemente : inelul interior şi inelul exterior (la rulmenţii radiali şi radial-axiali), şaiba de fus şi şaiba de carcasă (la rulmenţii axiali, fig. 7.83), corpurile de rulare şi colivia. Pe inele (sau pe şaibe) sînt practicate căile de rulare, de-a lungul cărora are loc deplasarea corpurilor de rulare. Colivia are rolul de a ghida şi de a menţine corpurile de rulare la o distanţă egală între ele.

Avantajele rulmenţilor, ca organe de rezemare, în raport cu lagărele cu alunecare sînt : gabarit axial mai redus ; posibilitatea măririi preciziei de rotire a arborilor prin pretensionarea rulmenţilor ; ungere mai simplă în multe situaţii ; în cazul ungerii cu ulei, întreruperea accidentală a ungerii într-un interval de timp relativ redus, nu are consecinţe atît de serioase ca în cazul lagărelor cu alunecare (gripaj) ; pentru preluarea sarcinilor combinate (radiale şi axiale) rezultă lagăre mult mai simple decît în cazul utilizării lagărelor cu alunecare. Dezavantajele rulmenţilor sînt : gabarit radial mai mare ; sînt mai puţin silenţioşi ; suprasarcinile provoacă micşorarea rapidă a durabilităţii ; sînt sensibili la impurităţi.

Clasificarea rulmenţilor dată în tabelul 7.27 este ilustrată în figura 7.84. Capacitatea rulmenţilor de a prelua sarcini dirijate după anumite unghiuri

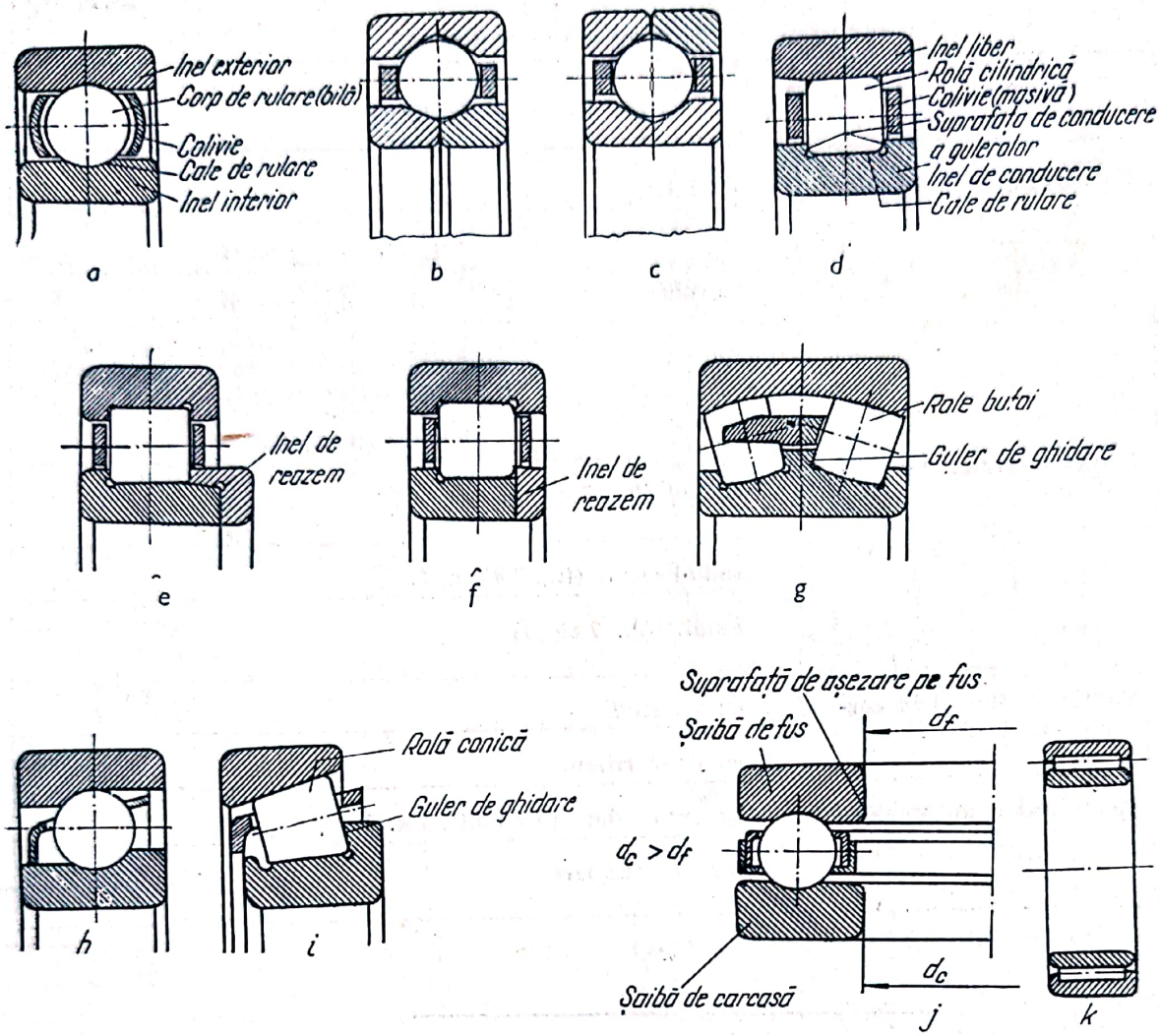


Fig. 7.83. Tipuri de rulmenți : *a* — radial cu bile ; *b*, *c* — cu patru puncte de contact ; *d*, *e*, *f* — radial cu role cilindrice ; *g* — radial-oscilant cu role butoi ; *h* — radial-axial cu bile ; *i* — radial-axial cu role conice ; *j* — axial cu bile cu simplu efect ; *k* — cu ace.

față de axă depinde, printre altele, de unghiul de contact, definit mai jos. Linia care unește punctele de contact ale unui corp de rulare cu căile de rulare se numește linie de contact. Unghiul dintre linia de contact și perpendiculara pe axa rulmentului, se numește unghi de contact (unghi de presiune — notat cu α în figura 7.85). Rulmenții radiali cu role cilindrice, fără umeri la unul din inele (fig. 7.83, *d*) precum și rulmenții cu ace (fig. 7.83, *k*) suportă numai sarcini pur radiale, iar rulmenții axiali cu bile (fig. 7.83, *j*) suportă numai sarcini pur axiale. Toți ceilalți rulmenți pot prelua sarcini combinate, fie cu sarcina radială preponderentă (de exemplu, rulmenții radiali cu bile și cei cu role, cu umeri la inele), fie cu cea axială (de exemplu, rulmenții cu patru puncte de contact, dați și în figura 7.83, *b*, *c*). În figura 7.86 sînt indicate aceste posibilități. Sarcina preponderentă este simbolizată cu triunghi negru.

Scanned with OKEN Scanner

Tabelul 7.27

Clasificarea rulmenților

Criteriul de clasificare	Tipul		
Forma corpurilor de rulare	cu bile		
	cu role	cilindrice	scurte
			lungi
			ace (fig. 7.83, *k*)
		conice (fig. 7.83, *i*)	
		buțoi (fig. 7,83, *g*)	
Direcția sarcinii preponderente	radiali (fig. 7.83, *a*, *d*, *e* și *f*)		
	radial-axiali (fig. 7.83, *h*, *i*)		
	axiali (fig. 7.83, *j*)		
Numărul rîndurilor corpurilor de rulare	cu un rînd		
	cu două rînduri		
Posibilitatea autoreglării	cu autoreglare (oscilanți, fig. 7.83, *g*)		
	fără autoreglare		

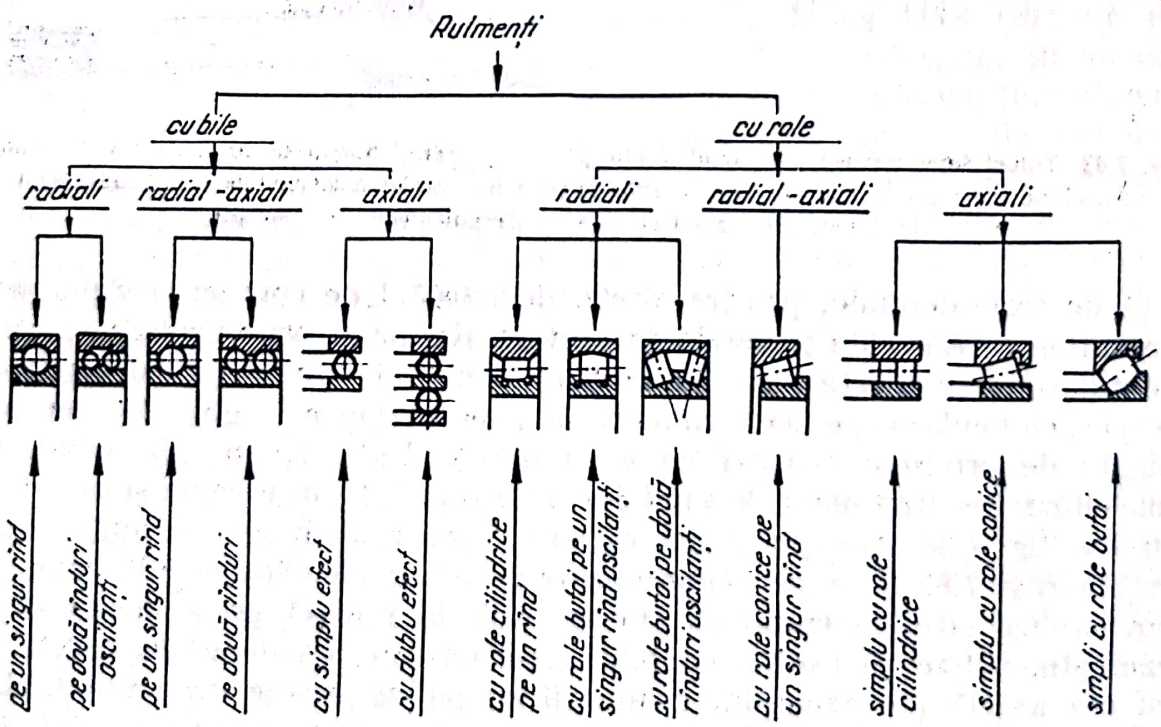


Fig. 7.84. Clasificarea rulmenților.

Scanned with OKEN Scanner

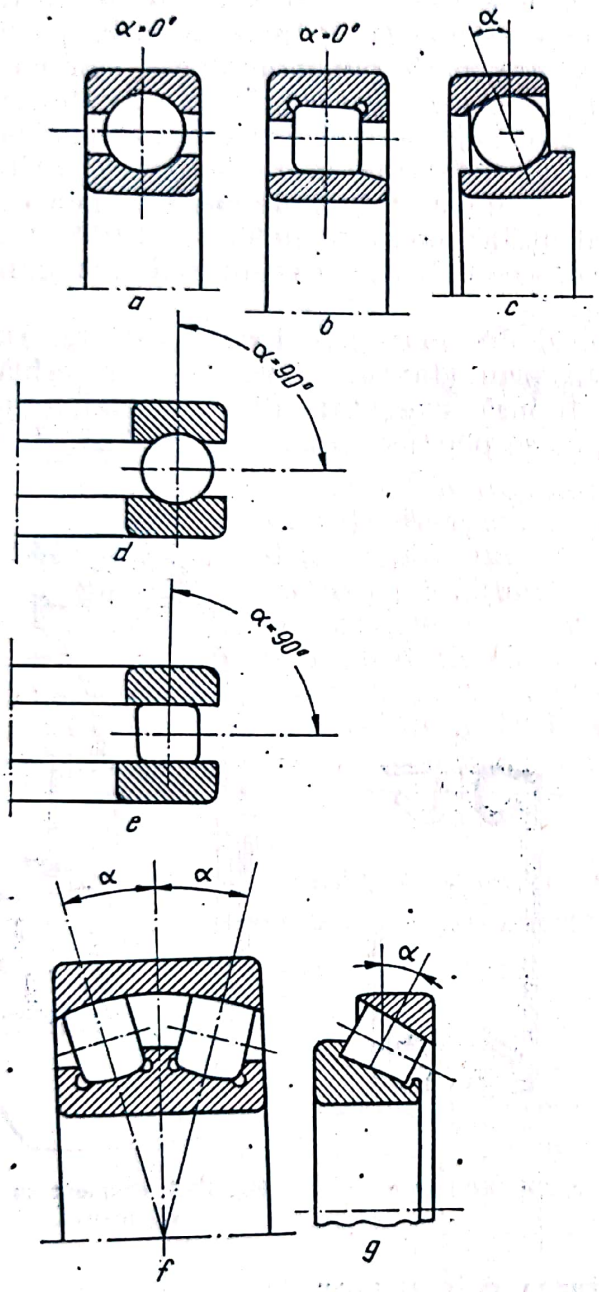


Fig. 7.85. Unghiul de presiune la diferitele tipuri de rulmenți: *a* — radial cu bile; *b* — radial cu role cilindrice; *c* — radial-axial cu bile; *d* — axial cu bile; *e* — axial cu role; *f* — radial-oscilant cu role butoi; *g* — radial-axial cu role conice.

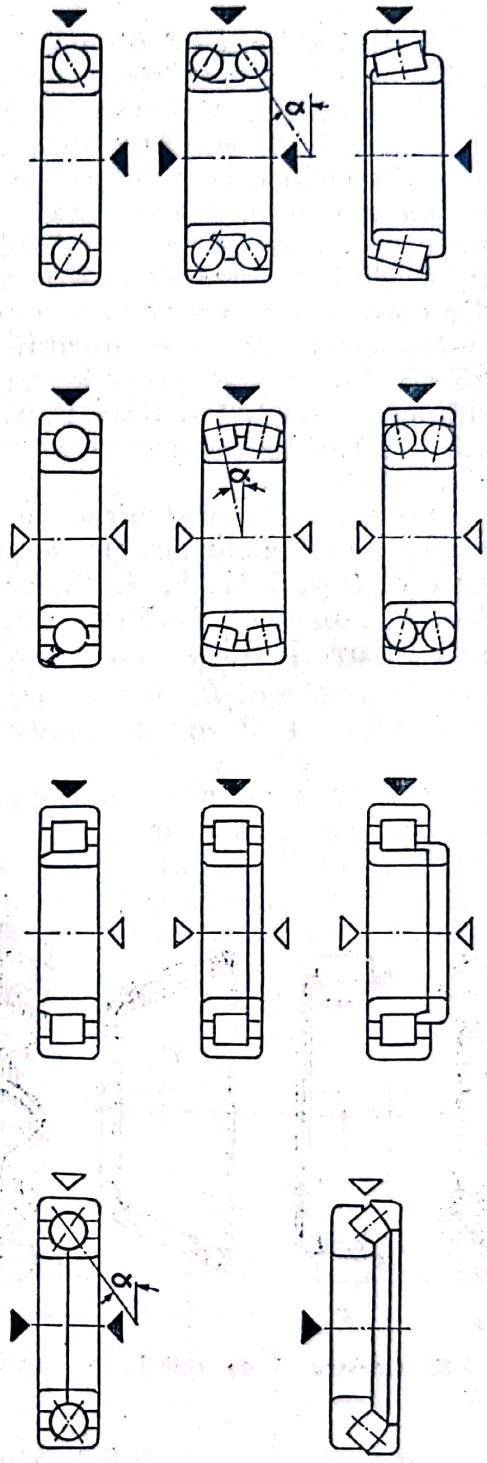


Fig. 7.86. Posibilități de încărcare a rulmenților de diferite tipuri.

Scanned with OKEN Scanner

7.8.2. Materiale

Există o legătură directă între materialele utilizate pentru elementele rulmentului şi solicitările acestora. Elementele cele mai solicitate sînt inelele (şaibele) şi corpurile de rulare. Ele sînt solicitate la presiune de contact şi compresiune, eforturile unitare variind periodic după anumite cicluri. În inele pot apărea tensiuni suplimentare în cazul montării lor cu strîngere. Trebuie ţinut seama, de asemenea, de frecarea care apare între corpurile de rulare şi căile de rulare în timpul funcţionării rulmentului. Ţinînd seama de cele de mai sus, se poate trage concluzia că oţelurile din care se construiesc aceste elemente trebuie să aibă rezistenţă mecanică şi tenacitate ridicate, duritate mare şi rezistenţă mare la uzură. Prin STAS 1456-67 se prevede utilizarea a două mărci de oţeluri pentru rulmenţi : RUL 1 şi RUL 2, care sînt oţeluri cu crom (0,95 ... 1,05% C; 1,3 ... 1,65%Cr; apar deosebiri în ceea ce priveşte conţinutul de mangan şi siliciu).

Coliviile se construiesc cu forme şi din materiale foarte variate. În majoritatea cazurilor ele se execută prin ştanţare (presare) din tablă de oţel (fig. 7.87, *b*, *d*, *e*). Ele pot fi însă executate din material plin (colivii „masive" — din alamă, oţel, mase plastice), ca în figura 7.83, *d*, *g* sau figura 7.88.

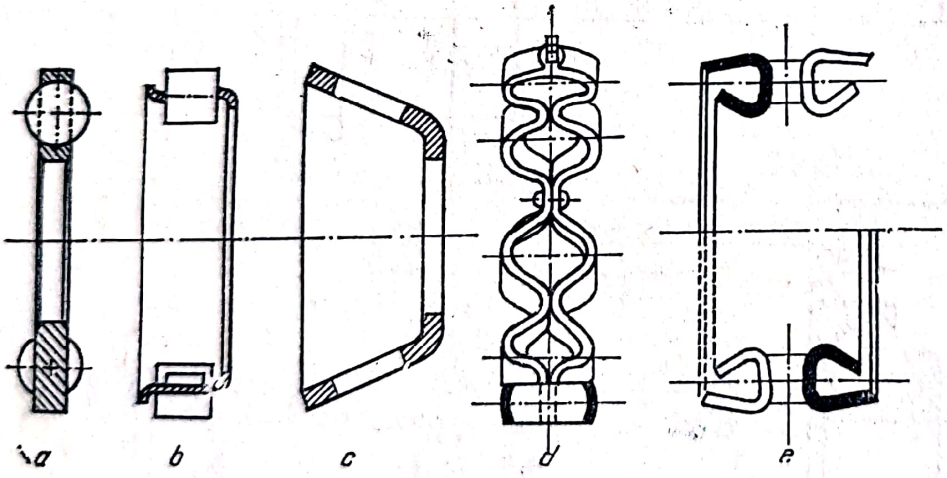


Fig. 7.87. Construcţii de colivii: *a* — masivă; *b*, *c*, *d*, e — ştanţate.

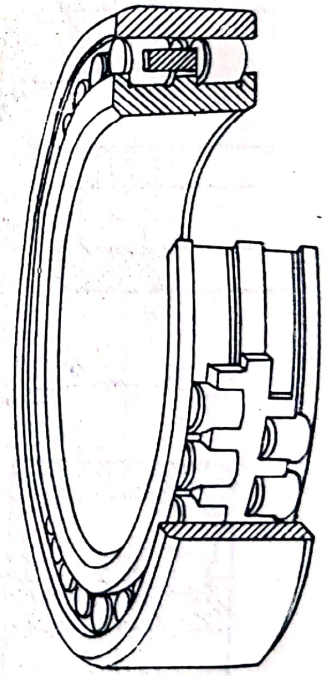


Fig. 7.88. Rulment cu colivie masivă.

7.8.3. Simbolizarea rulmenţilor

Simbolizarea rulmenţilor are drept scop notarea codificată a lor, astfel încît un rulment de orice construcţie să poată fi identificat pe baza simbolului său. Formarea simbolului rulmentului poate fi urmărită pe schema din figura 7.89. Ordinea acestor simboluri în simbolul rulmentului

Scanned with OKEN Scanner

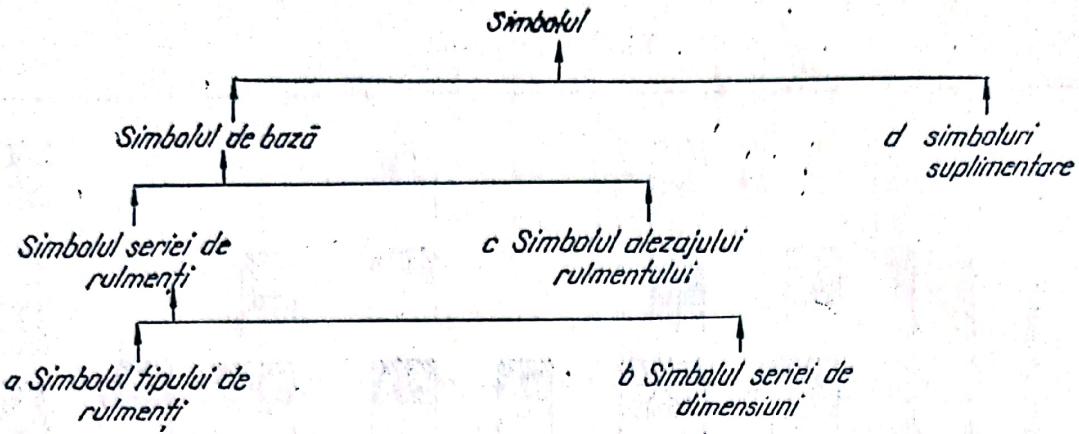


Fig. 7.89. Alcătuirea simbolului rulmentului.

este : *abcd* sau *dabc* (de la caz la caz). În legătură cu aceste simboluri se menționează următoarele :

a — Simbolul tipului de rulmenți (radiali cu bile, radial-axiali cu role conice, axiali cu bile cu simplu efect etc.) cuprinde o cifră sau una sau mai multe litere ;

b — Simbolul seriei de dimensiuni (fig. 7.90) cuprinde două cifre. Prima (de la stînga la dreapta) se referă la seria de lățimi iar a doua se referă la seria diametrelor. La rulmenții axiali, în loc de seria de lățimi se consideră o serie de înălțimi ;

c — Simbolul alezajelor cu diametrul pînă la 9 mm și peste 480 mm este o cifră care reprezintă diametrul în mm. Simbolurile alezajelor cu diametrul interior de la 10 la 17 mm sînt cele din tabelul 7.28. Simbolul alezajelor cu diametrul de la 20 la 480 mm este un număr de două cifre obținut prin împărțirea la cinci a valorii diametrului, exprimat în mm ;

Tabelul 7.28

Simbolurile alezajelor cuprinse între 10...17 mm

Diametrul interior (mm)	10	12	15	17
Simbolul alezajului	00	01	02	03

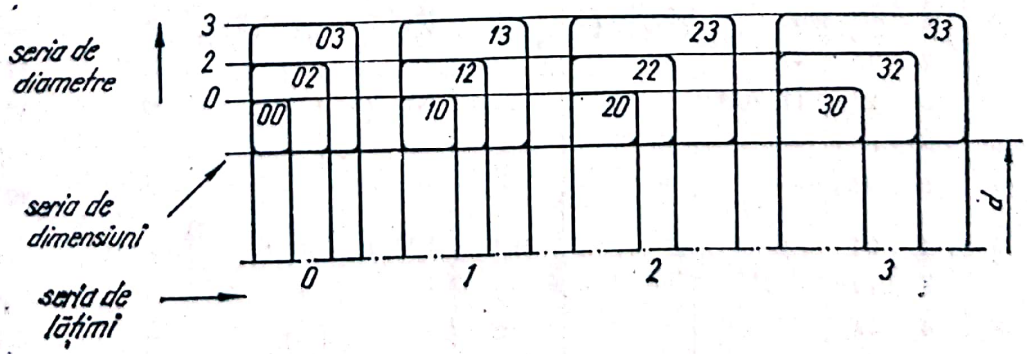
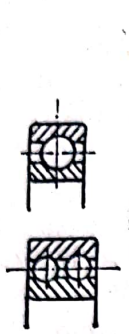
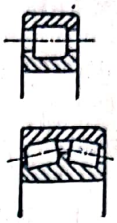


Fig. 7.90. Reprezentarea grafică a seriilor de dimensiuni.

Scanned with OKEN Scanner

Serii de rulmenți

Seria de înălțimi	Seria de lățimi	Seria de diametre	Seria de dimensiuni							
—	1	8	18	618	—	—	—	—	—	—
—	3	9	39	—	—	—	—	239	—	—
—	4	9	49	—	—	—	NNU 49	—	—	—
—	6	9	69	—	—	—	NA 69	—	—	—
—	0	0	00	160	—	—	—	—	—	—
—	1	0	10	60	70	10	NU 10	—	—	—
—	2	0	20	—	—	—	—	—	320	—
—	3	0	30	—	—	—	NN 30	230	—	—
—	4	0	40	—	—	—	—	240	—	—
1	—	1	11	—	—	—	—	—	—	511
—	3	1	31	—	—	—	—	231	—	—
—	4	1	41	—	—	—	—	241	—	—
—	0	2	02	62	72, QJ 2	12	NU 2	202	302	—
1	—	2	12	—	—	—	—	—	—	512
2	2	2	22	42, 622	—	22	NU 22	222	322	522
—	3	2	32	—	32	—	—	232	—	—
9	—	2	92	—	—	—	—	—	—	292
—	0	3	03	63	73, QJ 3	13	NU 3	230, 213	303	—
1	1	3	13	—	—	—	—	—	313	513
2	2	3	23	43, 623	—	23	NU 23	223	323	523
—	3	3	33	—	33	—	—	—	—	—
9	—	3	93	—	—	—	—	—	—	293
—	0	4	04	64	—	104	NU 4	204	—	—
1	—	4	14	—	—	—	—	—	—	514
2	—	4	24	—	—	—	—	—	—	524
9	—	4	94	—	—	—	—	—	—	294

Scanned with OKEN Scanner

Simboluri suplimentare

NU 3 12

Prefixe pentru elemente separabile

K colivie cu corpuri de rulare ex.: KNU 207 M

L inelul liber al rulmentului ex.: LNU 207, L 30207

R rulmentul fără inelul liber ex.: RNU 207, R 30207

Simbolul seriei rulmentului

(vezi tabelul 7.29, *A*)

Simbolul alezajului		diametrul alezajului
00		10
01		12
02		15
03		17
04		20
.		.
.	×5	.
.		.
.		.
96		480
/ 500		500
.		.
.		.
.		.

E

Sufixe — Grupa 1
construcţia interioară modificată

A ex: 7210 A = unghi de contact $\alpha = 30°$
B 7210 B = unghi de contact $\alpha = 40°$
C 7210 C = unghi de contact $\alpha = 15°$
D 3310 D = inel interior din două părţi
B 32210 B = unghi de contact $\alpha =$ $= 21°20'$
E NU 309 E = rolele şi numărul lor mai mare

Sufixe — Grupa 2
construcţia exterioară modificată

X dimensiuni principale adaptate după ISO, ex.: seria 320 X
-RS etanşare pe o parte, ex.: 6207-RS
-2RS RS pe ambele părţi, ex.: 6207-2RS
-Z protejare pe o parte, ex.: 6207-Z
-2Z Z pe ambele părţi, ex.: 6207-2Z
K alezaj conic 1 : 12, ex.: 1207 K
K 30 alezaj conic 1 : 30, ex.: 24132 K 30
N canal pentru inel de oprire, ex.: 6207 N
NR N + inel de oprire, ex.: 6207 NR
-ZN Z + N, ex.: 6207-ZN
-ZNR Z + NR, ex.: 6207-ZNR
-2ZN 2Z + N, ex.: 6207-2ZN
-2ZNR 2Z + NR, ex.: 6207-2ZNR
P inel exterior din două părţi (rulmenţi oscilanţi cu role şi rulmenţi din seriile 32 şi 33), ex.: 22234 P, 3307 P

MAS

Sufixe — Grupa 3
colivia: construcţie şi material

I presată din tablă de oţel
Y presată din tablă de alamă
M masivă din alamă
F masivă din oţel
L masivă din metale uşoare
T masivă din material sintetic cu inserţie textilă (Phenoplast)
TN masivă din masă plastică (Poliamidă)
A condusă pe inelul exterior
B condusă pe inelul interior
P masivă, cu locaşuri broşate
S cu nuturi de ungere pe suprafaţa de conducere
V rulment fără colivie

Exemplu de notare: **NU 312.E MAS/P63S1**

P63 S1

Sufixe — Grupa 4
toleranţe, joc, temperatură

P6, P5, P4, P2 toleranţe restrînse pentru precizia dimensională, de formă şi de rotire

P6 EL pentru maşini electrice
C1 joc mai mic decît C2
C2 joc mai mic decît Normal
C3 joc mai mare decît Normal
C4 joc mai mare decît C3
C5 joc mai mare decît C4

Combinarea clasei de toleranţă cu clasa de joc, exemplu:

P62 = P6 + C2
P51 = P5 + C1

Rulmenţi stabilizaţi dimensional:

S0 pînă la 150°C
S1 pînă la 200°C
S2 pînă la 250°C
S3 pînă la 300°C
S4 pînă la 350°C

Scanned with OKEN Scanner

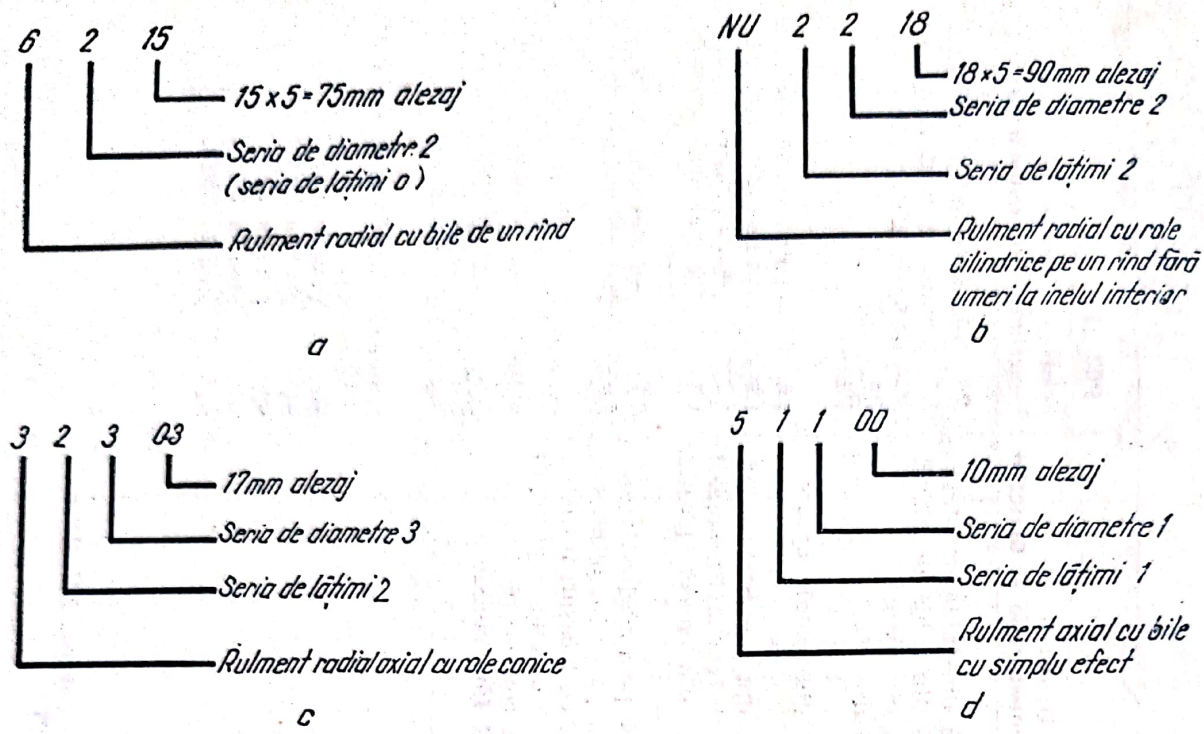


Fig. 7.91. Exemple de alcătuire a simbolurilor : *a* — rulment radial cu bile pe un rînd ; *b* — rulment radial cu role cilindrice ; *c* — rulment radial-axial cu role conice ; *d* — rulment axial cu bile cu simplu efect.

d — Simbolurile suplimentare (cifre şi litere) se referă la particularităţi constructive ale elementelor rulmentului, la modul de etanşare a lui, la precizia de execuţie etc. Simbolurile suplimentare pot să apară sub formă de prefixe sau, mai adesea, de sufixe.

Cîteva exemple de formare a simbolului la rulmenţi se dau în figura 7.91. În tabelul 7.29, *A* sînt date seriile de rulmenţi, iar în tabelul 7.29, *B* se dau simbolurile suplimentare şi exemple de utilizare a acestora. Simbolizarea rulmenţilor este standardizată în STAS 1679-75.

7.8.4. Repartizarea sarcinilor în rulmenţi

Contactul dintre corpurile de rulare şi căile de rulare, în situaţia rulmentului neîncărcat, poate fi punctiform sau liniar. Astfel, contactul între o bilă şi calea de rulare de pe inelul exterior al unui rulment oscilant este punctiform (fig. 7.92, *a*), în timp ce contactul între o rolă cilindrică şi calea de rulare a oricărui inel, la rulmenţi cu role cilindrice, este liniar (fig. 7.93, *a*). La rulmenţii încărcaţi, în zona de contact se produc deformaţii elastice ale straturilor superficiale ale corpurilor de rulare şi ale inelelor, iar contactul se transformă, în cazurile amintite, în contact după o elipsă (fig. 7.92, *b*), respectiv după un dreptunghi (fig. 7.93, *b*). Aceste zone de contact se numesc suprafeţe de presiune. Determinarea repartiţiei sarcinii în rulmenţi este importantă, fiind legată în ultimă instanţă, de capacitatea de încărcare a rulmentului.

Forţa exterioară preluată de către rulment, se transmite de la un inel la celălalt prin corpurile de rulare. Determinarea repartiţiei forţelor

Scanned with OKEN Scanner

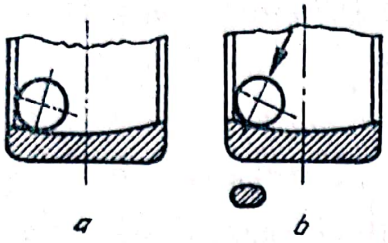


Fig. 7.92. Forma contactului între bilă şi calea de rulare la un rulment radial-oscilant : *a* — în gol ; *b* — sub sarcină.

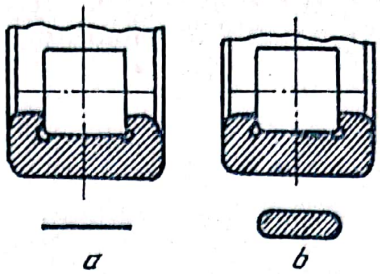


Fig. 7.93. Forma contactului între rolă şi calea de rulare la un rulment radial cu role : *a* — în gol ; *b* — sub sarcină.

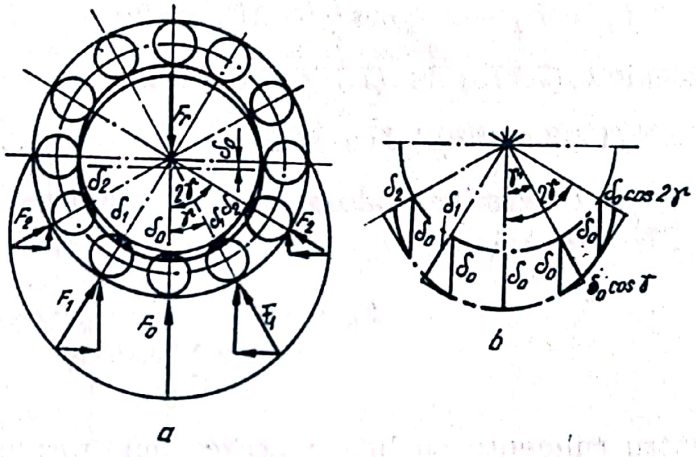


Fig. 7.94. Repartizarea sarcinii pe corpurile de rulare.

asupra corpurilor de rulare este o problemă static nedeterminată, deoarece întotdeauna sînt încărcate mai mult de două corpuri. În cele ce urmează se determină modul de repartizare a sarcinii la rulmenţii radiali cu bile pe un rînd, încărcaţi cu o sarcină radială (fig. 7.94). Se admit următoarele ipoteze simplificatoare : a) nu există joc radial între corpurile de rulare şi inele ; b) corpurile de rulare sînt identice din punct de vedere dimensional şi calitativ ; c) carcasa şi inelele nu se deformează sub acţiunea sarcinii. La preluarea sarcinii exterioare F_r (fig. 7.94) participă numai corpurile de rulare care se găsesc în limitele unui arc de cerc de cel mult 180° (zona încărcată). Corpul de rulare cel mai încărcat este cel a cărui axă se găseşte în planul forţei F_r. Corpurile de rulare care sînt amplasate simetric în raport cu acest plan se încarcă la fel. Sub acţiunea forţei F_r inelul interior s-a deplasat faţă de inelul exterior cu mărimea δ_0, care reprezintă deformaţia bilei centrale inferioare. Celelalte bile, aşezate la unghiuri egale între ele, de valoare $\gamma = 360/z$ (unde z este numărul bilelor), se vor deforma mai puţin. Deformaţiile acestora : δ_1, δ_2 ... δ_i sînt cu atît mai mici cu cît bila este mai depărtată de planul forţei F_r (fig. 7.94, *b*). Din figura 7.94, *b* rezultă relaţia dintre δ_0 şi deformaţia δ_i a unei bile aflate la un unghi $i\gamma$ faţă de direcţia forţei exterioare,

$$\delta_i = \delta_0 \cos i\gamma. \qquad (7.172)$$

Se știe, conform teoriei lui Hertz, că între forțe și deplasările totale, în cazul contactului punctiform, există relația

$$\frac{F_i}{F_0} = \left(\frac{\delta_i}{\delta_0}\right)^{3/2}, \tag{7.173}$$

de unde

$$F_i = F_0 \left(\frac{\delta_i}{\delta_0}\right)^{3/2}. \tag{7.174}$$

Ținînd seama de (7.172) și (7.174) se obține

$$F_i = F_0 \cos^{3/2} i\gamma. \tag{7.175}$$

Din condiția echilibrului inelului interior, încărcat cu forța radială F_r, rezultă

$$F_r = F_0 + 2F_1 \cos\gamma + 2F_2 \cos 2\gamma + \ldots + 2F_n \cos n\gamma. \tag{7.176}$$

Înlocuind (7.175) în (7.176) se obține

$$F_r = F_0(1 + 2\cos^{5/2}\gamma + 2\cos^{5/2} 2\gamma + 2\cos^{5/2} 3\gamma + \ldots + 2\cos^{5/2} n\gamma), \tag{7.177}$$

de unde se determină valoarea forței maxime care încarcă corpul de rulare (rel. 7.178):

$$F_0 = \frac{F_r}{1 + 2\sum_{i=1}^{n} \cos^{5/2} i\gamma}. \tag{7.178}$$

Pentru rulmenții cu bile, valoarea numitorului este $z/4{,}37$ și astfel:

$$F_0 = \frac{4{,}37}{z} F_r. \tag{7.179}$$

În realitate, existînd un joc radial în rulment, la preluarea sarcinii participă bilele dispuse pe un arc de cerc mai mic de 180°, iar bila centrală va fi încărcată de o forță F_0 mai mare. De aceea, practic se consideră

$$F_0 = \frac{5F_r}{z}. \tag{7.180}$$

Pentru rulmenții radiali cu role, la care $\frac{F_i}{F_0} = \left(\frac{\delta_i}{\delta_0}\right)^{1.1}$, se ajunge la relația (7.181),

$$F_0 = \frac{4{,}08}{z} F_r \tag{7.181}$$

care, corectată pentru a ține seama de jocul radial, devine

$$F_0 = \frac{4{,}6}{z} F_r. \tag{7.182}$$

Scanned with OKEN Scanner

La rulmenţii axiali, teoretic $F_0 = F_a/z$ (F_a — forţa axială), dar ţinînd seama că sarcina nu se repartizează uniform pe toate corpurile de rulare, forţa maximă ce solicită un corp este

$$F_0 = \frac{F_a}{0,8\,z}. \tag{7.183}$$

7.8.5. Eforturi unitare de contact în rulmenţi

Eforturile unitare maxime de strivire care apar la mijlocul suprafeţei de contact, se pot calcula aplicînd relaţiile lui Hertz. În cele ce urmează se determină efortul maxim de contact la rulmenţii radiali cu role cilindrice. Relaţia lui Hertz pentru contact liniar este:

a) pentru contactul dintre rolă şi inelul interior,

$$\sigma_{max\,A} = 0,418\sqrt{\frac{F_0}{l}E\left(\frac{1}{r}+\frac{1}{r_1}\right)}; \tag{7.184}$$

b) pentru contactul dintre rolă şi inelul exterior,

$$\sigma_{max\,B} = 0,418\sqrt{\frac{F_0}{l}E\left(\frac{1}{r}-\frac{1}{r_2}\right)}. \tag{7.185}$$

Se observă că valoarea cea mai mare o are efortul unitar în punctul A (notăm $\sigma_{max\,A} = \sigma_{max}$). Dacă în relaţia (7.184) înlocuim $r = \frac{d}{2}$ (d—diametrul rolei) şi $r_1 = \varphi r = \varphi\frac{d}{2}$, rezultă

$$F_0 = \frac{\sigma_{max}^2}{2.0,418^2E}\cdot\frac{\varphi}{1+\varphi}\cdot ld = K_0 ld. \tag{7.186}$$

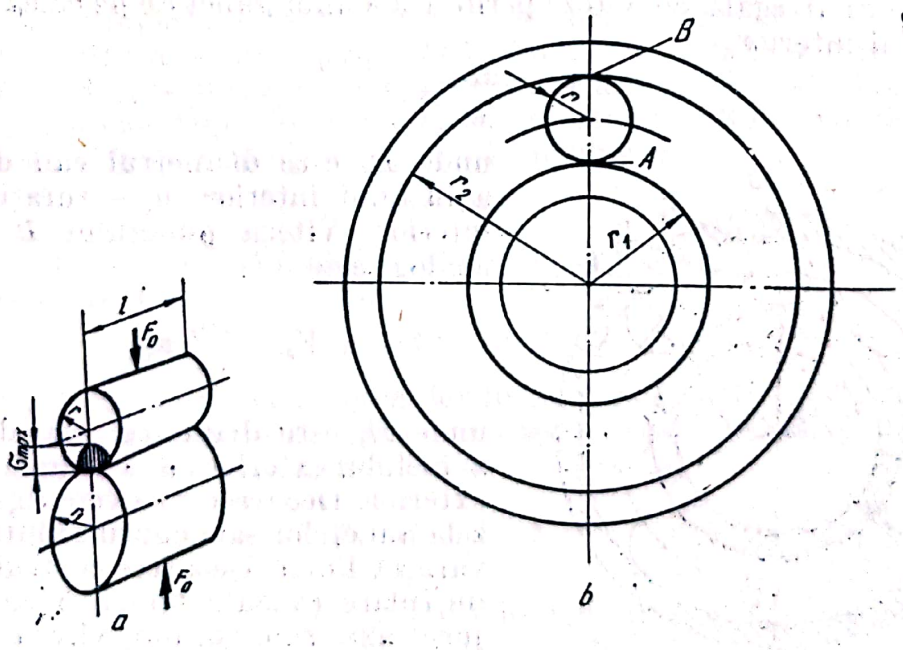


Fig. 7.95. Contactul dintre organele rulmentului: *a* — distribuţia efortului unitar de contact; *b* — elemente geometrice.

Scanned with OKEN Scanner

Se observă că : a) factorul K_0 include efortul unitar maxim și b) K_0 are dimensiunea [forță/arie], deci poate fi interpretat ca o încărcare specifică (F_0/ld), adică încărcarea care poate fi suportată de o rolă la care produsul ld are valoarea egală cu unitatea.

În cazul rulmenților cu bile se poate ajunge la o relație asemănătoare cu (7.186) :

$$F_0 = Kd^2, \tag{7.187}$$

în care K se poate considera ca fiind încărcarea ce poate fi suportată de o bilă care are diametrul egal cu unitatea. Prin corelarea relațiilor (7.186) și (7.182), respectiv (7.187) și (7.180), se poate stabili sarcina F_r care poate fi preluată de către rulment.

Trebuie menționat faptul că starea de eforturi este triaxială. O influență importantă asupra solicitării la oboseală a corpurilor de rulare o are tensiunea tangențială care are valoarea maximă la o anumită adîncime de la suprafața corpului de rulare (vezi [123]).

7.8.6. Relațiile cinematice și solicitările variabile ale elementelor rulmentului

Ieșirea din uz a rulmenților, în cazul unei exploatări corecte a lor, se datorează solicitărilor periodice care iau naștere prin trecerea succesivă a corpurilor de rulare printr-un același punct al căilor de rulare (solicitare la oboseală). În cele ce urmează se vor analiza deosebirile care apar în ceea ce privește solicitarea variabilă în secțiunea cea mai încărcată a căilor de rulare, în cazul în care se rotește inelul interior sau inelul exterior al rulmentului. Se consideră mai întîi un caz general, acela cînd ambele inele se rotesc (fig. 7.96). Pentru exemplificare se consideră un rulment radial cu role. În cazul rostogolirii fără alunecare, viteza punctului A de pe corpul de rulare va fi egală cu viteza periferică a unui punct de pe calea de rulare a inelului interior,

$$V_i = \frac{\pi D_i}{60} n_i, \tag{7.188}$$

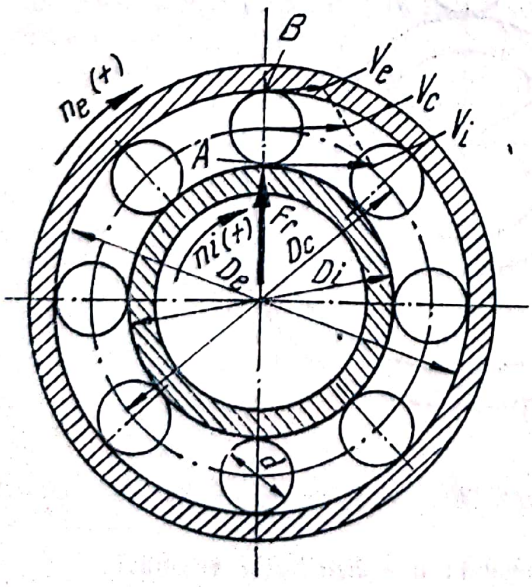


Fig. 7.96. Relații cinematice la rulmenți.

unde D_i este diametrul căii de rulare a inelului interior ; n_i — turația inelului interior. Viteza punctului B, în mod analog, este

$$V_e = \frac{\pi D_e}{60} n_e, \tag{7.189}$$

unde D_e este diametrul căii de rulare a inelului exterior ; n_e — turația inelului exterior. Deoarece rola este rigidă, vitezele punctelor sale cuprinse între A și B variază liniar. Deoarece centrul corpului de rulare execută numai o mișcare în jurul axei rulmentului, viteza liniară a lui este egală cu cea a cercului centrelor corpurilor de rulare (sau, este egală cu

Scanned with OKEN Scanner

viteza coliviei) :

$$V_c = \frac{V_e + V_i}{2} = \frac{\pi D_c}{60} n_c, \tag{7.190}$$

în care :

$$D_c = \frac{D_i + D_e}{2} = D_i + d = D_e - d, \tag{7.191}$$

iar D_c este diametrul cercului centrelor rolelor ; d — diametrul rolelor. Ţinînd seama de (7.188) şi (7.189), din relaţia (7.190) reiese

$$n_c = \frac{n_i D_i}{2D_c} + \frac{n_e D_e}{2D_c}. \tag{7.192}$$

Cazul în care ambele inele se rotesc este întîlnit mai rar. În cazul cînd inelul interior este rotitor, iar cel exterior este fix, $n_i = n$, $n_e = 0$, relaţia (7.192) devine

$$n_{ci} = \frac{n}{2}\left(1 - \frac{d}{D_c}\right). \tag{7.193}$$

Cînd inelul interior este fix şi cel exterior se roteşte, $n_i = 0$, $n_e = n$, din relaţia (7.192) rezultă

$$n_{ce} = \frac{n}{2}\left(1 + \frac{d}{D_c}\right). \tag{7.194}$$

În aceste relaţii, indicii i şi e arată care este inelul rotitor. Comparînd (7.193) cu (7.194) se observă că turaţia coliviei este mai mare cînd inelul exterior este rotitor. Pentru aprecierea durabilităţii rulmentului, este important numărul de treceri ale corpurilor de rulare peste un anumit punct din zona încărcată de pe calea de rulare interioară sau exterioară. La o rotaţie completă a coliviei faţă de un inel, trec toate cele z corpuri de rulare printr-un anumit punct al inelului, deci există z treceri. Dacă forţa radială F_r are direcţie constantă şi inelul exterior este fix, turaţia relativă a coliviei faţă de inelul exterior este n_{ci}. Numărul de treceri în unitatea de timp peste punctul B al inelului este

$$f_{ci} = n_{ci} z. \tag{7.195}$$

Turaţia relativă a coliviei faţă de inelul interior este $(n - n_{ci})$, iar numărul de treceri peste punctul A este

$$f_{ii} = (n - n_{ci}) z. \tag{7.196}$$

Deoarece inelul interior se roteşte, iar forţa are direcţie constantă, jumătate din contacte se fac în zona neîncărcată, deci numărul de treceri care trebuie luat în considerare este :

$$f_{ii} = \frac{n - n_{ci}}{2} z. \tag{7.197}$$

Cînd se roteşte inelul exterior, numărul trecerilor în unitatea de timp peste punctul A al inelului interior fix, este

$$f_{ie} = n_{ce} z. \tag{7.198}$$

Scanned with OKEN Scanner

Numărul de treceri peste punctul B al inelului exterior, analog cu (7.197), este

$$f_{ce} = \frac{n - n_{ce}}{2} z. \tag{7.199}$$

Comparînd relaţiile (7.195), (7.197), (7.198), (7.199), se observă că numărul cel mai mare de treceri sub sarcină se realizează în cazul rotirii inelului exterior, iar încărcarea cea mai defavorabilă este cea a inelului interior (punctul A, relaţia (7.198)). Inelul interior este deci partea mai solicitată a rulmentului şi, ca urmare, el determină în final capacitatea de încărcare a rulmentului. În consecinţă, la calculul capacităţii dinamice a rulmenţilor, se ţine seama dacă se roteşte inelul exterior, prin introducerea unui coeficient de multiplicare V (vezi relaţia (7.218).

7.8.7. Frecarea în rulmenţi

Pierderile de energie prin frecare, la rulmenţii care funcţionează sub sarcină, se datorează unei serii de cauze legate de factori, ca : construcţia rulmentului, dimensiunile sale, sarcina pe rulment, cantitatea şi calitatea lubrifiantului, turaţia. Astfel, se pot lua în considerare următoarele frecări :

a) *Frecarea între corpurile şi căile de rulare.* Este o frecare de rostogolire, dar la unele tipuri de rulmenţi apare şi o frecare de alunecare. Frecarea de rostogolire apare, de pildă, la rulmenţii radiali cu role cilindrice, unde toate punctele liniei de contact dintre role şi inele au aceeaşi viteză periferică. La rulmenţii radiali cu bile (fig. 7.97), punctele de contact sînt la distanţe diferite de axa de rotaţie, avînd în felul acesta viteze diferite, astfel că pot apărea alunecări între corpurile şi căile de rulare, aşa cum se vede în figura 7.97.

b) *Frecarea de alunecare dintre suprafeţele laterale ale rolelor şi umerii de ghidare ai inelelor* (la rulmenţii cu role, fig. 7.83).

c) *Frecarea de alunecare dintre corpurile de rulare şi colivie.*

d) *Frecarea cu elementele de etanşare* (la rulmenţii cu etanşare proprie).

e) *Frecarea datorită deplasării elementelor mobile în masa lubrifiantului.*

Ţinînd seama de caracterul complex al pierderilor prin frecare, pentru exprimarea momentului de frecare M_f se utilizează următoarea relaţie :

$$M_f = \mu F \frac{d}{2}, \tag{7.200}$$

unde μ este coeficientul de frecare global (ţine seama de frecările amintite) ; d — diametrul fusului pe care se montează rulmentul ; F — sarcina. Pentru rulmenţii radiali $F = F_r$; pentru rulmenţii axiali $F = F_a$; la sarcini combinate $F = \sqrt{F_r^2 + F_a^2}$, unde F_r este sarcina radială, iar F_a — cea axială.

7.8.8. Forţe de inerţie. Momentul giroscopic

Forţa centrifugă care ia naştere prin rotirea corpurilor de rulare în jurul axei rulmentului este

$$F_c = \frac{1}{2} \frac{G}{g} D_c \omega_c^2, \tag{7.201}$$

Scanned with OKEN Scanner

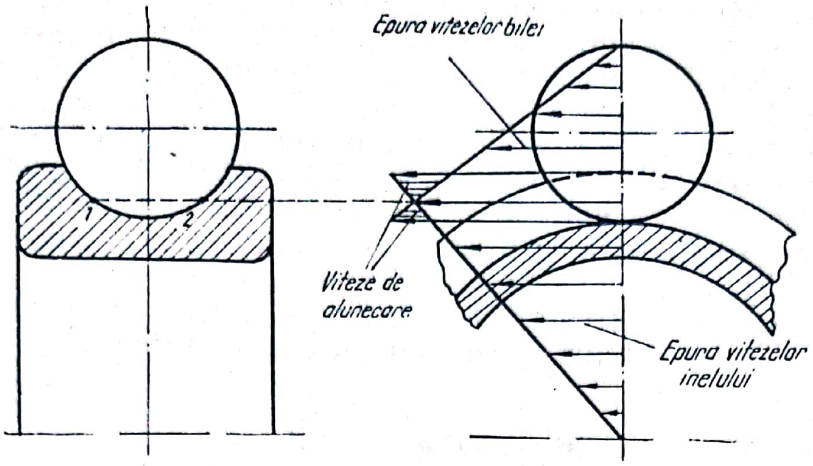


Fig. 7.97. Existența vitezei de alunecare.

unde G este greutatea corpului de rulare; g — accelerația gravitațională; D_c — diametrul cercului centrelor corpurilor de rulare; ω_c — viteza unghiulară a coliviei. La rulmenții radiali sau radial-axiali, forța centrifugă încarcă suplimentar inelul exterior, dar mărimea ei este în general redusă. De asemenea, s-a arătat anterior că inelul interior este cel care determină capacitatea de încărcare a rulmentului, ori încărcarea acestuia nu se modifică. Forța centrifugă trebuie luată în considerare doar la turații foarte mari. La rulmenții axiali în cazul turațiilor mari, bilele se deplasează spre exterior (fig. 7.98, *b*) provocînd o uzură a coliviei.

În vederea proiectării corecte a lagărelor cu rulmenți de anumite tipuri, prezintă importanță studiul efectelor momentului giroscopic, care apare la rulmenții la care axa de rotație a corpurilor de rulare își modifică direcția. Acesta apare la toți rulmenții cu bile sau cu role la care unghiul de contact $\alpha > 0$. În figura 7.99 este prezentat cazul unui rulment axial cu bile, avînd în vedere faptul că la acest tip de rulmenți momentul giroscopic are consecințe practice. Asupra bilei, la care axa de rotație este tangentă la traiectoria centrului corpului de rulare, acționează momentul giroscopic dat de relația

$$M_g = I\omega\omega_c \sin\alpha, \qquad (7.202)$$

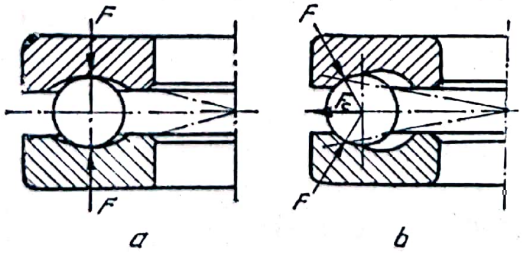


Fig. 7.98. Influența forței centrifuge la rulmenții axiali: *a* — turații mici; *b* — turații mari.

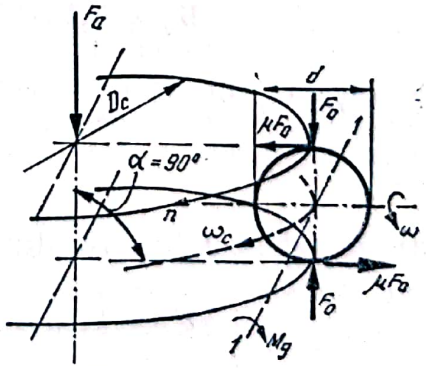


Fig. 7.99. Momentul giroscopic la rulmenții axiali.

unde I este momentul de inerţie masic al bilei în raport cu axa sa de rotaţie; ω — viteza unghiulară de rotaţie a bilei în jurul axei sale; ω_c — viteza unghiulară de rotaţie a centrului bilei în jurul axei rulmentului. Rotirea corpului de rulare în jurul axei *1—1* sub acţiunea momentului giroscopic provoacă alunecarea acestuia pe cele două inele. Acest fenomen devine semnificativ cînd încărcarea specifică a bilei, $K = 0{,}008$ daN/mm² (ceea ce corespunde la o forţă axială pe rulment, egală cu $0{,}0016\ C_0$, unde C_0 este capacitatea statică a rulmentului). Pentru a împiedica rotirea bilelor în jurul axei *1—1* este necesar ca rulmentul să fie încărcat cu o forţă axială suficient de mare pentru ca momentul de frecare $M_f = \mu F_0 d$ să fie mai mare decît momentul giroscopic:

$$M_f = \mu F_0 d = \mu d \frac{F_a}{z}. \tag{7.203}$$

La turaţii mari, se poate lua $\mu = 0{,}02$:

$$M_f = 2 \cdot 10^{-2} \frac{F_a}{z} d \qquad [\text{N} \cdot \text{mm}] \tag{7.204}$$

Factorii din relaţia (7.202) se determină astfel:

$$\omega = \frac{\pi}{60} \frac{D_c}{d} n \qquad [\text{rad/s}]; \tag{7.205}$$

$$\omega_c = \frac{\pi}{60} n \qquad [\text{rad/s}]. \tag{7.206}$$

S-a notat cu n turaţia inelului de fus.

$$I = 4{,}2 \cdot 10^{-10} d^5 \qquad [\text{N} \cdot \text{mm s}^2]. \tag{7.207}$$

Momentul giroscopic (pentru $\alpha = 90°$) va fi

$$M_g = 1{,}15 \cdot 10^{-12} D_c d^4 n^2 \qquad [\text{N} \cdot \text{mm}]. \tag{7.208}$$

Condiţia ca bila să nu se rotească în jurul axei *1—1* este

$$M_f \geqslant M_g. \tag{7.209}$$

Din această condiţie rezultă forţa axială minimă necesară:

$$F_a = 5{,}75 \cdot 10^{-12} z D_c d^3 n^2 \qquad [\text{daN}]. \tag{7.210}$$

Pentru determinarea operativă a forţei axiale minime, necesară pentru evitarea alunecării dintre corpurile de rulare şi inele (care se

Scanned with OKEN Scanner

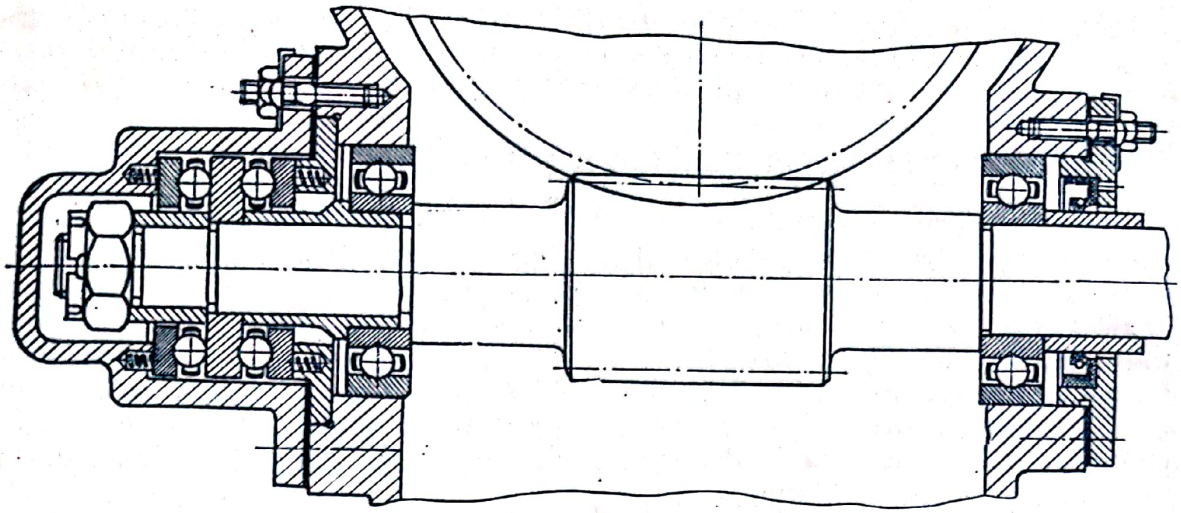


Fig. 7.100. Tensionarea rulmenților axiali la montaj.

datorează momentului giroscopic și forței centrifuge) se utilizează relațiile indicate în cataloagele de rulmenți [59]:

— pentru rulmenții axiali cu bile:

$$F_{a_{min}} > M \left(\frac{n}{1\,000}\right)^2 : \tag{7.211}$$

— pentru rulmenții axiali cu role:

$$F_{a_{min}} > 1{,}8\, F_r + M \left(\frac{n}{1\,000}\right)^2 . \tag{7.212}$$

În aceste relații, M este factorul încărcării axiale minime (dat în tabelele cu rulmenți din catalog); F_r — componenta radială a sarcinii; n — turația rulmentului în exploatare [rot/min]. La rulmenții axiali cu dublu efect, la care un rînd rămîne neîncărcat în anumite perioade ale procesului de lucru, pretensionarea se poate realiza cu ajutorul arcurilor (fig. 7.100).

7.8.9. Determinarea mărimii rulmenților

Determinarea mărimii unui rulment este legată de două cauze principale ale ieșirii rulmenților din uz, în cazul unei proiectări și exploatări corecte a lagărelor. Aceste cauze sînt:

a) *Oboseala superficială a corpurilor și căilor de rulare.* Ea se manifestă la rulmenții care se rotesc sub sarcină ($n > 10$ rot/min), prin apariția gropițelor (*pitting*) pe suprafața corpurilor de rulare sau a căilor. Are drept consecințe pierderea preciziei de rotire, creșterea bruscă a zgomotului, vibrații;

b) *Deformații plastice locale (amprente) ale suprafețelor de lucru.* Se produc în special la rulmenții care nu se rotesc, la cei care au mișcări de

oscilaţie sau turaţie foarte mică ($n \leqslant 10$ rot/min), cînd sarcina depăşeşte o anumită limită, dar pot apărea şi la rulmenţii care se rotesc sub sarcină, la sarcini cu şocuri mari, aplicate în fracţiuni de rotaţie.

7.8.9.1. Durabilitatea. Capacitatea de încărcare dinamică. Definiţii

Durabilitatea rulmentului se exprimă prin numărul de rotaţii (sau numărul de ore de funcţionare sub sarcină la turaţie constantă dată) efectuate de un rulment înainte de apariţia primelor semne de oboseală a materialului la unul din inele (şaibe) sau la oricare din corpurile de rostogolire. La încercarea unui lot de rulmenţi aparent identici, se constată că durabilitatea lor variază în limite largi (fig. 7.101). Faptul se explică prin aceea că rulmenţii, în aparenţă identici, sînt constituiţi din elemente care nu pot fi realizate la dimensiuni identice, din materiale identice, cu tratamente termice identice etc.

Se defineşte ca *durabilitate a unei grupe* (lot) de rulmenţi aparent identici, numărul de rotaţii (sau numărul de ore de funcţionare sub sarcină la o turaţie constantă dată) efectuate sau depăşite de 90% din rulmenţii cuprinşi în grupă, înainte de apariţia primelor semne de oboseală. Se observă (fig. 7.101) că jumătate din rulmenţii lotului pot atinge o durabilitate L_m de 5 ori mai mare decît cea a lotului, iar 10% — o durabilitate de 14 ori mai mare.

În cazul încărcării unor loturi de rulmenţi „identici" cu diferite sarcini P_i (constante ca mărime şi direcţie pe durata încercării), se constată o micşorare a durabilităţii loturilor (L_i) cu creşterea sarcinii, după cum rezultă din figura 7.102. Această dependenţă se exprimă prin relaţia:

$$P_1 L_1^{1/p} = P_2 L_2^{1/p} = \ldots = P_i L_i^{1/p} = \text{const.} = C, \qquad (7.213)$$

în care p este un exponent avînd valoarea $p = 3$ pentru rulmenţii cu bile şi $p = 10/3 \approx 3{,}33$ pentru rulmenţii cu role. În formă generală,

$$PL^{1/p} = C. \qquad (7.214)$$

În această relaţie C este capacitatea dinamică de bază. Pe baza relaţiei (7.214), luînd $L = 1$ [milioane rotaţii] ea se defineşte astfel:

Capacitatea de încărcare dinamică de bază a rulmenţilor radiali se defineşte ca sarcina pur radială, de valoare şi direcţie constantă, la care o

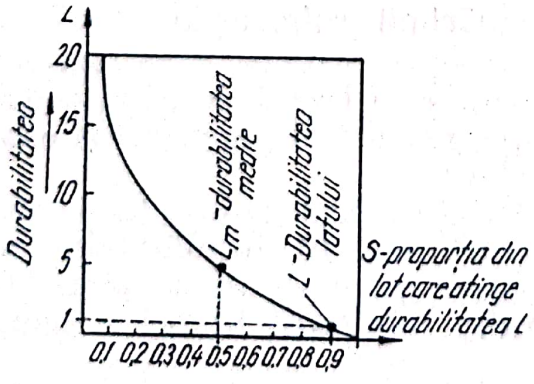


Fig. 7.101. Distribuţia durabilităţii pe lotul de rulmenţi.

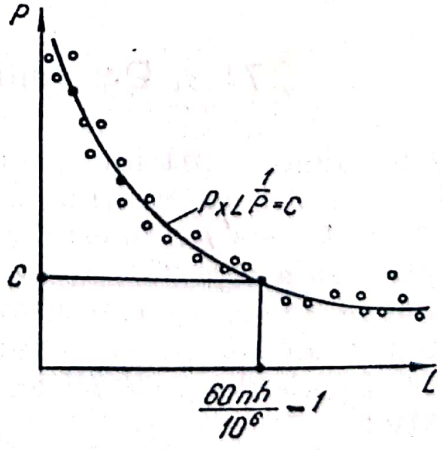


Fig. 7.102. Dependenţa durabilităţii de sarcină.

Scanned with OKEN Scanner

grupă de rulmenţi aparent identici, avînd inelul exterior menţinut fix (nerotativ), iar cel interior se roteşte, atinge durabilitatea de 1 milion de rotaţii (STAS 7160-74).

La rulmenţii radial-axiali cu bile pe un rînd şi la cei cu role conice, prin capacitatea de încărcare dinamică de bază se înţelege componenta radială a acelei sarcini care provoacă deplasarea pur radială a unuia din inelele rulmentului faţă de celălalt (STAS 7160-74).

Capacitatea de încărcare dinamică de bază a rulmenţilor axiali (STAS 7160-74) se defineşte ca sarcina centrală pur axială, de valoare şi direcţie constantă, la care o grupă de rulmenţi, aparent identici, atinge o durabilitate de un milion de rotaţii ale şaibei de fus sau ale celei de carcasă.

Pentru a se putea trata problema finală a determinării dimensiunii unui rulment pentru un caz oarecare de utilizare, este necesar să fie analizat modul în care poate fi utilizată relaţia (7.214) şi în cazurile în care sarcina nu îndeplineşte condiţiile pentru care s-a stabilit această relaţie (sarcină pur radială sau pur axială, de valoare şi direcţie constantă). În acest scop se introduce noţiunea de sarcină dinamică echivalentă (STAS 7160-74).

Sarcina dinamică echivalentă a unui rulment radial se defineşte ca fiind sarcina pur radială, de valoare şi direcţie constantă, la care un rulment cu inelul interior rotativ şi cel exterior fix (nerotativ) atinge aceeaşi durabilitate ca şi în condiţii reale de încărcare şi funcţionare.

Sarcina dinamică echivalentă a unui rulment axial se defineşte ca fiind sarcina centrală pur axială, de valoare şi direcţie constantă, la care un rulment cu şaiba de fus rotativă şi cea de carcasă fixă (nerotativă) atinge aceeaşi durabilitate ca şi în condiţiile de încărcare reală.

Prin determinarea sarcinii echivalente, se reduce problema la una cunoscută : sarcină pur radială sau pur axială de valoare şi direcţie constantă, pentru care se poate aplica relaţia (7.214).

7.8.9.2. Calculul sarcinii dinamice echivalente

a. Sarcina dinamică echivalentă a unei sarcini combinate de direcţie constantă

În figura 7.103 este prezentat cazul de încărcare a unui rulment simultan cu o sarcină radială F_r şi una axială totală (rezultantă) F_a (a nu se confunda această forţă cu forţa axială exterioară din arbore), avînd rezultanta F. Curba din figură reprezintă locul geometric al poziţiilor extremităţii forţei F pentru care sarcina dinamică echivalentă este aceeaşi şi egală cu P (sau, cu alte cuvinte, durabilitatea este aceeaşi). Pentru obţinerea unor relaţii simple între forţele P, F_r, F_a, s-a înlocuit curba, cu două drepte *1—2* şi *2—3*, care se intersectează în punctul *2*, determinat de unghiul limită β_l. Relaţiile depind de faptul dacă unghiul β format de rezultanta F

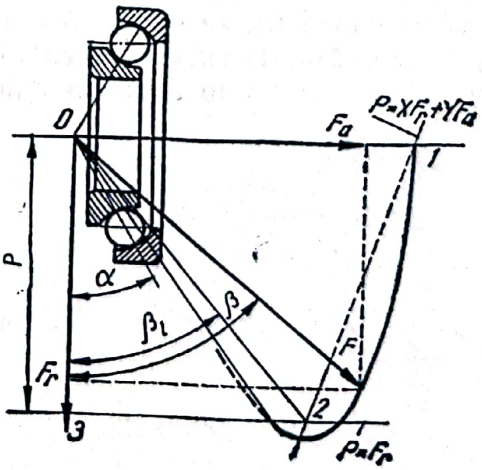


Fig. 7.103. Încărcarea rulmenţilor cu sarcină de direcţie oarecare.

cu o perpendiculară pe axă este $\beta < \beta_l$ sau $\beta > \beta_l$. Unghiul β_l depinde de construcţia rulmentului. În cataloagele de rulmenţi, acest unghi este implicat într-o mărime e, astfel că situaţiile de mai sus se vor exprima sub forma: tg $\beta < e$, sau tg $\beta > e$.

a) *Cazul* tg $\beta \leqslant e$. Aceasta se mai poate scrie:

$$\frac{F_a}{F_r} \leqslant e. \tag{7.215}$$

În acest caz, sarcina dinamică echivalentă este

$$P = F_r.$$

b) *Cazul* tg $\beta > e$. Condiţia se mai scrie:

$$\frac{F_a}{F_r} > e. \tag{7.216}$$

În acest caz,

$$P = X F_r + Y F_a, \tag{7.217}$$

unde X (coeficientul radial al rulmentului) şi Y (coeficientul axial al rulmentului) se dau în tabelele de rulmenţi din catalog, sau în STAS 7160—74. Pentru a se ţine seama de faptul dacă se roteşte inelul interior sau cel exterior, relaţia (7.217) are forma generală

$$P = X V F_r + Y F_a, \tag{7.218}$$

unde V este coeficientul de rotaţie; $V = 1$, dacă inelul interior este rotativ, iar cel exterior fix; $V = 1$, 2, dacă se roteşte inelul exterior, iar cel interior este fix.

Sarcina dinamică echivalentă la rulmenţii radial-axiali încărcaţi cu o sarcină combinată, de direcţie constantă

La rulmenţii radial-axiali, datorită apăsării oblice a corpurilor de rulare asupra inelelor, ia naştere o forţă axială interioară (chiar dacă asupra rulmentului nu se exercită o forţă axială exterioară), care tinde să îndepărteze căile de rulare. Această forţă axială interioară este echilibrată prin montarea pereche a rulmenţilor radial-axiali (fig. 7.104).

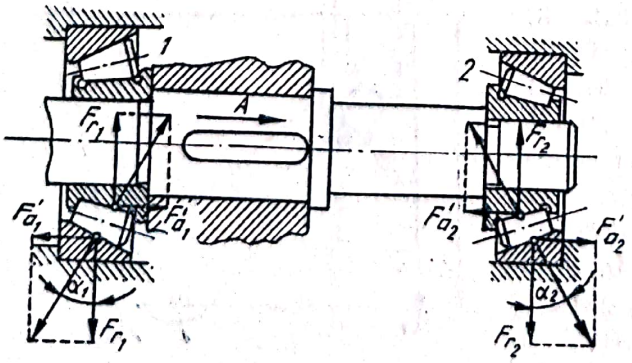


Fig. 7.104. Forţele care apar în cazul rezemării arborelui pe doi rulmenţi radial-axiali cu role conice.

Mărimea forţei axiale interioare F'_a se determină cu relaţia

$$F'_a = 0{,}5\frac{F_r}{Y}, \tag{7.219}$$

unde F_r este componenta radială a sarcinii; Y — coeficientul axial. Pentru calculul lui F'_a, se va alege Y din tabelele de rulmenţi, din coloana $F_a/VF_r > e$.

La un rulment încărcat axial numai cu forţa proprie :

$$\text{tg } \beta = \frac{F'_a}{F_r} < e, \quad \text{deci} \quad P = F_r. \tag{7.220}$$

Se va exemplifica mai jos modul cum se determină sarcina dinamică echivalentă la rulmenţii din figura 7.104 (montaj în X).

Cazul I

$$F'_{a_1} > F'_{a2}, \tag{7.221}$$

sau, ţinînd seama de (7.219) :

$$\frac{F_{r_1}}{Y_1} > \frac{F_{r_2}}{Y_2}; \tag{7.222}$$

În acest caz, în arbore va acţiona rezultanta $(F'_{a1} + A - F'_{a2})$, orientată spre rulmentul *2*. Datorită montajului în X, rulmentul *2* se va încărca axial mai mult, în timp ce în rulmentul *1* acţionează doar forţa axială interioară. Forţele axiale totale din rulmenţi vor fi :

În rulmentul *1* : $F_{a1} = F'_{a1}$, deci $P_1 = F_{r1}$.

În rulmentul *2* : $F_{a2} = (F'_{a1} + A - F'_{a2}) + F'_{a2} = F'_{a1} + A$.

Dacă

$$\frac{F_{a2}}{F_{r2}} > e, \qquad P_2 = X_2 F_{r2} + Y_2 F_{a2} = X_2 F_{r_2} + Y_2 (F'_{a_1} + A).$$

Cazul II

$F'_{a1} < F'_{a2}$:

a) Dacă $F'_{a1} + A > F'_{a2}$, problema se reduce la cea anterioară ;

b) Dacă $F'_{a1} + A < F'_{a2}$, atunci rezultanta din arbore este $F'_{a2} - (F'_{a1} + A)$ şi este orientată spre rulmentul 1. Printr-un raţionament analog cu cel de mai sus se ajunge la :

Rulmentul 1 : $F'_{a1} = F_{a2} - A$.

Dacă :

$$\frac{F_{a_1}}{F_{r_1}} \leqslant e, \qquad P_1 = F_{r_1};$$

$$\frac{F_{a_1}}{F_{r1}} > e, \qquad P_1 = X_1 F_{r1} + Y_1 F_{a1} = X_1 F_{r1} + Y_1 (F'_{a2} - A).$$

Rulmentul 2 : $F_{a2} = F'_{a2}$; $P_2 = F_{r2}$.

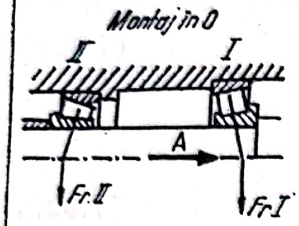
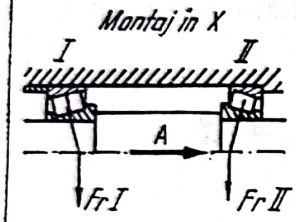
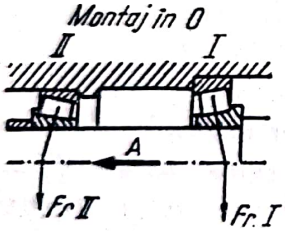
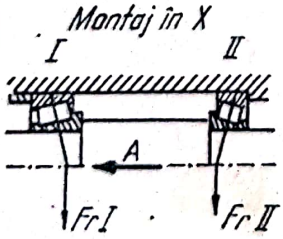
Pentru alte situaţii, la calculul sarcinii dinamice echivalente, la rulmenţii radial-axiali se utilizează forţele determinate în tabelele 7.30 (rulmenţi cu role) şi 7.31 (rulmenţi cu bile).

În tabelul 7.31 valorile e se iau din catalogul de rulmenţi.

Scanned with OKEN Scanner

Tabelul 7.30

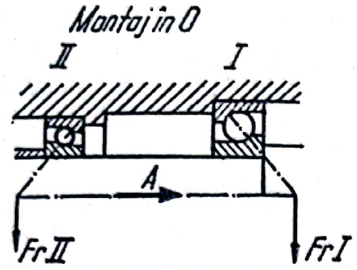
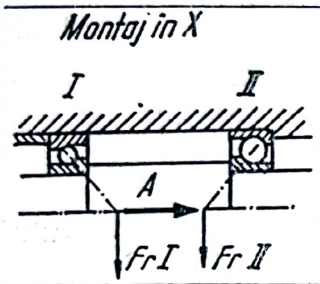
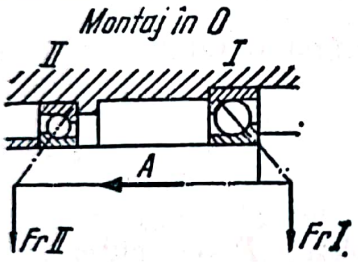
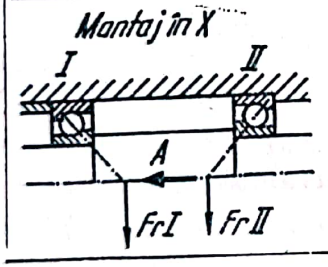
Forțele axiale în montaje cu rulmenți radial-axiali cu role

Tipul montajului	Condiții de încărcare	Forțe axiale în rulmenți
	1a $\dfrac{F_{rI}}{Y_I} \geqslant \dfrac{F_{rII}}{Y_{II}}$ $A \geqslant 0$	$F_{aI} = \dfrac{0{,}5\,F_{rI}}{Y_I}$ $F_{aII} = F_{aI} + A$
	1b $\dfrac{F_{rI}}{Y_I} < \dfrac{F_{rII}}{Y_{II}}$ $A \geqslant 0{,}5\left(\dfrac{F_{rII}}{Y_{II}} - \dfrac{F_{rI}}{Y_I}\right)$	$F_{aI} = \dfrac{0{,}5\,F_{rI}}{Y_I}$ $F_{aII} = F_{aI} + A$
	1c $\dfrac{F_{rI}}{Y_I} < \dfrac{F_{rII}}{Y_{II}}$ $A < 0{,}5\left(\dfrac{F_{rII}}{Y_{II}} - \dfrac{F_{rI}}{Y_I}\right)$	$F_{aI} = F_{aII} - A$ $F_{aII} = \dfrac{0{,}5\,F_{rII}}{Y_{II}}$
	2a $\dfrac{F_{rI}}{Y_I} \leqslant \dfrac{F_{rII}}{Y_{II}}$ $A \geqslant 0$	$F_{aI} = F_{aII} + A$ $F_{aII} = \dfrac{0{,}5\,F_{rII}}{Y_{II}}$
	2b $\dfrac{F_{rI}}{Y_I} > \dfrac{F_{rII}}{Y_{II}}$ $A \geqslant 0{,}5\left(\dfrac{F_{rI}}{Y_I} - \dfrac{F_{rII}}{Y_{II}}\right)$	$F_{aI} = F_{aII} + A$ $F_{aII} = \dfrac{0{,}5\,F_{rII}}{Y_I}$
	2c $\dfrac{F_{rI}}{Y_I} > \dfrac{F_{rII}}{Y_{II}}$ $A < 0{,}5\left(\dfrac{F_{rI}}{Y_I} - \dfrac{F_{rII}}{Y_{II}}\right)$	$F_{aI} = 0{,}5\,\dfrac{0{,}5\,F_{rI}}{Y_I}$ $F_{aII} = F_{aI} - A$

Scanned with OKEN Scanner

Tabelul 7.31

Forţele axiale în montaje cu rulmenţi radial-axiali cu bile

Tipul montajului	Condiţii de încărcare	Forţe axiale în rulmenţi
	1a $e_I F_{rI} \geq e_{II} F_{rII}$ $A \geqslant 0$	$F_{aI} = e_I F_{rI}$; $F_{aII} = F_{aI} + A$
	1b $e_I F_{rI} < e_{II} F_{rII}$ $A \geqslant e_{II} F_{rII} - e_I F_{rI}$	$F_{aI} = e_I F_{rI}$; $F_{aII} = F_{aI} + A$
	1c $e_I F_{rI} < e_{II} F_{rII}$ $A < e_{II} F_{rII} - e_I F_{rI}$	$F_{aI} = F_{aII} - A$ $F_{aII} = e_{II} F_{rII}$
	2a $e_I F_{rI} \leqslant e_{II} F_{rII}$ $A \geqslant 0$	$F_{aI} = F_{aII} + A$ $F_{aII} = e_{II} F_{rII}$
	2b $e_I F_{rI} > e_{II} F_{rII}$ $A \geqslant e_I F_{rI} - e_{II} F_{II}$	$F_{aI} = F_{aII} + A$ $F_{aII} = e_{II} F_{rII}$
	2c $e_I F_{rI} > e_{II} F_{rII}$ $A < e_I F_{rI} - e_{II} F_{rII}$	$F_{aI} = e_I F_{rI}$ $F_{aII} = F_{aI} - A$

b. Sarcina dinamică echivalentă a unei sarcini de mărime variabilă şi direcţie constantă

Se consideră că asupra rulmentului acţionează o forţă a cărei valoare variază în trepte : $P_1, P_2, \ldots P_n$, iar turaţia este constantă. Forţele P_i sînt constante de-a lungul a N_i rotaţii. Dacă asupra rulmentului ar acţiona numai sarcina P_1, durabilitatea ar fi L_1 (milioane rotaţii). Din condiţia problemei, rulmentul va funcţiona cu sarcina P_1 numai un anumit număr de rotaţii $N_1 < L_1$, consumîndu-se fracţiunea N_1/L_1 din durabilitate. Situaţia este asemănătoare şi la celelalte sarcini, astfel că se poate scrie

$$\sum_{i=1}^{n} \frac{N_i}{L_i} = 1. \qquad (7.223)$$

Scanned with OKEN Scanner

Suma rotaţiilor efectuate de rulment sub acţiunea sarcinilor $P_1, P_2 \ldots$ $\ldots P_n$ va fi chiar durabilitatea L (milioane rotaţii):

$$\sum_{i=1}^{n} N_i = L. \tag{7.224}$$

Se notează

$$q_i = \frac{t_i}{T}, \tag{7.225}$$

unde t_i este durata din ciclul T, cît timp acţionează sarcina P_i.
Se poate scrie

$$q_i = \frac{N_i}{L}. \tag{7.226}$$

Din (7.226) şi (7. 223) rezultă

$$\sum_{i=1}^{n} \frac{q_i}{L_i} = \frac{1}{L}. \tag{7.227}$$

Pentru fiecare treaptă de încărcare ar fi valabilă o relaţie de tipul

$$L_i = \left(\frac{C}{P_i}\right)^p, \tag{7.228}$$

iar în cazul acţiunii integrale a unei sarcini echivalente P s-ar putea scrie

$$L = \left(\frac{C}{P}\right)^p. \tag{7.229}$$

Din (7.227), (7.228), (7.229) rezultă sarcina echivalentă

$$P = \sqrt[p]{\sum_{i=1}^{n} q_i P_i^p}. \tag{7.230}$$

După cum s-a arătat anterior, $p = 3$ (bile) sau $p = 3{,}33$ (role).
Diferenţa care se obţine prin schimbarea exponentului este mai mică decît abaterea datorită gradului de precizie al determinării duratei de funcţionare. De aceea literatura indică pentru relaţia (7.230) $p = 3$. Dacă q_i se exprimă în procente, (7.230) are forma finală

$$P = \sqrt[3]{\sum_{i=1}^{n} \frac{q_i}{100} P_i^3}. \tag{7.231}$$

Scanned with OKEN Scanner

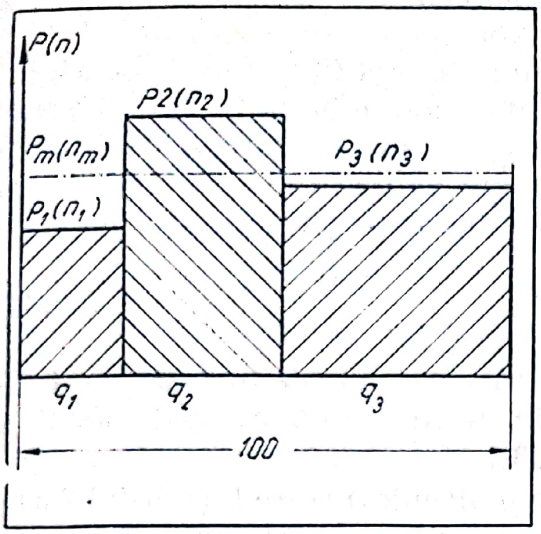


Fig. 7.105. Diagrama încărcării variabile a unui rulment.

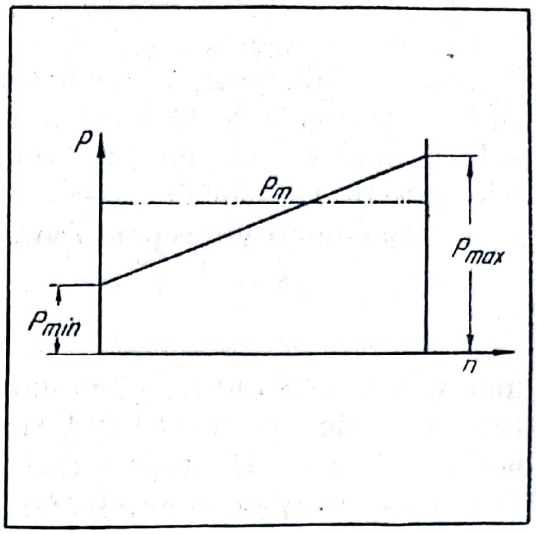


Fig. 7.106. Diagrama încărcării variabile liniare a unui rulment.

1) *Sarcina dinamică echivalentă la sarcină variabilă şi turaţie variabilă* (fig. 7.105)

În acest caz,

$$P = \sqrt[3]{\sum_{i=1}^{n} \frac{q_i}{100} \frac{n_i}{n_m} P_i^3}, \tag{7.232}$$

în care turaţia medie n_m se calculează cu relaţia

$$n_m = \sum_{i=1}^{n} \frac{q_i}{100} n_i, \tag{7.233}$$

iar P_i, n_i sînt forţa, respectiv turaţia corespunzătoare fracţiunii q_i din durata ciclului.

2) *Sarcina dinamică echivalentă la variaţia liniară a sarcinii şi turaţie constantă* (fig. 7.106)

Dacă sarcina variază liniar între P_{min} şi P_{max}, atunci

$$P = \frac{P_{min} + 2P_{max}}{3}. \tag{7.234}$$

În cazurile analizate la acest paragraf sarcinile au fost considerate pur radiale sau pur axiale. Dacă, însă, sarcinile P_i sînt sarcini combinate, avînd componente radiale şi axiale, atunci din relaţiile (7.231), (7.232), (7.234) se obţin forţe medii P_m care acţionează după o anumită direcţie, iar sarcina echivalentă P se va determina cu relaţii de tipul (7.218), utilizînd componenta radială F_r, respectiv axială F_a a sarcinii medii.

Scanned with OKEN Scanner

7.8.9.3. Forţe suplimentare

Pentru determinarea capacităţii dinamice din (7.214), forţele cu ajutorul cărora se calculează sarcina echivalentă (determinată la cap. 7.8.9.2) trebuie multiplicate cu coeficienţi care ţin seama de sarcinile dinamice introduse de transmisii, precum şi de modul de lucru al utilajului.

a. **Transmisii cu roţi dinţate.** Forţele amintite se multiplică cu

$$f = f_z f_d, \tag{7.235}$$

unde f_z este factorul forţei suplimentare care depinde de precizia danturii (tabelul 7.32); f_d—factorul forţei suplimentare care depinde de felul şi modul de lucru al maşinii (tabelul 7.33).

b. **La transmisii cu curele,** factorul de multiplicare este f_v (tabelul 7.34). Valorile maxime se aleg pentru distanţe mici între axele arborilor.

c. **La rulmenţii de la roţile vehiculelor,** se introduce factorul de multiplicare f_s, care ţine seama de şocurile care apar în timpul mersului (tabelul 7.35).

Tabelul 7.34

Factorul forţei suplimentare la transmisii prin curele [59]

Tipul curelelor	f_v
Trapezoidale	2...2,5
Simple, cu rolă de întindere	2,5...3
Simple	4 ...5

Tabelul 7.35

Factorul de multiplicare, la rulmenţii autovehiculelor [59]

Felul vehiculului	f_s
Motociclete, autoturisme, autobuze, vehicule cu arcuri pentru căi ferate	1,3
Autocamioane, autotractoare	1,5
Autocamioane pentru orice teren, tractoare agricole	1,5...1,7
Autovehicule cu pneuri pline	1,7

7.8.9.4. Durabilitatea necesară

Pentru determinarea mărimii rulmentului, pe baza capacităţii dinamice (rel. 7.214), este necesară cunoaşterea durabilităţii acestuia. În tabelul 7.36 [123] se dau valori orientative pentru alegerea durabilităţii rulmenţilor pentru diferite construcţii de maşini şi utilaje.

Scanned with OKEN Scanner

Tabelul 7.32

Factorul forței suplimentare, dependent de precizia danturii [21]

Felul de antrenare	f_z	V (m/s)
Roți dințate cilindrice cu dinți drepți:		
— neprelucrați	1,6—2,3	1— 3
— frezați	1,1—1,6	2—10
— rectificați	1,1—1,3	4—60
Roți dințate cilindrice cu dinți înclinați:		
— frezați	1,3—1,7	1,5—10
— rectificați	1,6—2,3	10—60

Tabelul 7.33

Factorul forței suplimentare, dependent de felul mașinii [21]

Felul utilajului	f_d
Mașini de forță:	
— mașini electrice, turbine	1,0—1,1
— motoare de tracțiune	1,1—1,2
Mijloace de transportat și ridicat:	
— benzi de transport, teleferic, pompe centrifuge, suflante, turbocompresoare	1,0—1,2
— ventilatoare de mină	1,1—1,3
— ascensoare, macarale	1,2—1,3
— compresoare cu piston	1,2—1,5
— mijloace de transport minier	1,5—1,8
— transportor vibrator	1,5—2,5
Mașini pentru construcții:	
— instalații pentru preparare, malaxor, cuptor rotativ	1,1—1,2
— mori cu bile și similare	1,5—1,7
— concasoare conice și cu fălci, mori cu ciocane	1,5—2,0
— excavator	1,5—2,5
— moară cu valțuri	1,8—2,2
— instalații de foraj	2,0—2,2
Mașini pentru industria alimentară:	
— mori pentru cereale	1,1—1,2
— mașini de frămîntat aluat	1,2—1,5
Mașini pentru prelucrări mecanice:	
— pentru prelucrarea lemnului, gatere	1,1—1,3
— ciocane de forjă, ghilotine, ștanțe	1,3—2,0
— mașini-unelte prelucrări metale	1,4—1,6
— laminoare de tablă	2—4

Scanned with OKEN Scanner

Tabelul 7.36

Durabilitatea rulmenților diferitelor utilaje

Tipul utilajului	Durabilitatea
Mașini cu funcționare intermitentă sau de scurtă durată a căror scoatere accidentală din funcționare nu are o importanță deosebită: scule manuale; aparate casnice; mașini agricole; macarale de montare sau de turnătorie	4 000... 8 000
Mașini cu funcționare intermitentă pentru care trebuie evitată scoaterea accidentală din funcționare: motoare electrice de uz casnic; motoare electrice destinate exploatării în agricultură; transportoare cu bandă; ascensoare	8 000... 12 000
Mașini prevăzute să funcționeze 8 ore pe zi și avînd o funcționare intermitentă: — reductoare de viteză de uz general; — motoare electrice staționare	12 000...20 000 16 000...24 000
Mașini prevăzute să funcționeze 8 ore pe zi și avînd o funcționare continuă: mașini-unelte, mașini pentru prelucrarea lemnului, ventilatoare	20 000... 30 000
Mașini cu funcționare continuă (24 ore pe zi): compresoare, pompe, motoare electrice staționare, ascensoare de mină	50 000... 60 000
Echipament naval: lagărele elicei, motoare electrice de propulsie	60 000...100 000
Mașini cu funcționare continuă (24 ore pe zi) ce trebuie să aibă o mare fiabilitate în funcționare: mașini pentru fabricația celulozei și hîrtiei; centrale electrice; stații de pompare; pompe de mină	>100 000

7.8.9.5. Calculul capacității de încărcare dinamică

Pe baza celor tratate la capitolele 7.8.9.2—7.8.9.4, se poate determina capacitatea dinamică cu relația (7.214):

$$C = P\,L^{1/p}.$$

Pentru ușurarea calculelor, se dau în tabelul 7.37 [123] direct valorile raportului C/P, în funcție de durabilitatea L, exprimată în milioane de rotații. Pe baza valorii C calculate, se alege rulmentul din catalog (ținînd seama și de diametrul fusului pe care se montează), sau se verifică atunci cînd a fost ales în prealabil.

Capacitatea dinamică și temperatura de exploatare

Dacă rulmenții lucrează la temperaturi peste 150°, capacitatea dinamică se micșorează. Factorul de reducere f_t este dat în tabelul 7.38 [59]. În consecință capacitatea dinamică pe baza căreia se alege rulmentul se va multiplica cu $1/f_t$.

Scanned with OKEN Scanner

Tabelul 7.37

Raportul C/P în funcţie de durabilitatea rulmentului

L mil. rotaţii	C/P		L mil. rotaţii	C/P		L mil. rotaţii	C/P		L mil. rotaţii	C/P	
	Bile	Role		Bile	Role		Bile	Role		Bile	Role
0,5	0,793	0,812	100	4,64	3,98	800	9,28	7,43	5 000	17,1	12,9
0,75	0,909	0,917	120	4,93	4,20	850	9,47	7,56	5 500	17,7	1,32
1	1	1	140	5,19	4,40	900	9,65	7,70	6 000	18,2	13,6
1,5	1,14	1,13	160	5,43	4,58	950	9,83	7,82	6 500	18,7	13,9
2	1,26	1,24	180	5,65	4,75	1 000	10	7,94	7 000	19,1	14,2
3	1,44	1,39	200	5,85	4,90	1 100	10,3	8,17	7 500	19,6	14,5
4	1,59	1,52	220	6,04	5,04	1 200	10,6	8,39	8 000	20	14,8
5	1,71	1,62	240	6,21	5,18	1 300	10,9	8,59	8 500	20,4	15,1
6	1,82	1,71	260	6,38	5,30	1 400	11,2	8,79	9 000	20,8	15,4
8	2	1,87	280	6,54	5,42	1 500	11,4	8,97	9 500	21,2	15,6
10	2,15	2	300	6,69	5,54	1 600	11,7	9,15	10 000	21,5	15,8
12	2,29	2,11	320	6,84	5,64	1 700	11,9	9,31	12 000	22,9	16,7
14	2,41	2,21	340	6,98	5,75	1 800	12,2	9,48	14 000	24,1	17,5
16	2,52	2,30	360	7,11	5,85	1 900	12,4	9,63	16 000	25,2	18,2
18	2,62	2,38	380	7,24	5,94	2 000	12,6	9,78	18 000	26,2	18,9
20	2,71	2,46	400	7,37	6,03	2 200	13	10,1	20 000	27,1	19,5
25	2,92	2,63	420	7,49	6,12	2 400	13,4	10,3	25 000	29,2	20,9
30	3,11	2,77	440	7,61	6,21	2 600	13,8	10,6	30 000	31,1	22
35	3,27	2,91	460	7,72	6,29	2 800	14,1	10,8			
40	3,42	3,02	480	7,83	6,37	3 000	14,4	11			
45	3,56	3,13	500	7,94	6,45	3 200	14,7	11,3			
50	3,68	3,23	550	8,19	6,64	3 400	15	11,5			
60	3,91	3,42	600	8,43	6,81	3 600	15,3	11,7			
70	4,12	3,58	650	8,66	6,98	3 800	15,6	11,9			
80	4,31	3,72	700	8,88	7,14	4 000	15,9	12			
90	4,48	3,86	750	9,09	7,29	4 500	16,5	12,5			

Tabelul 7.38

Factorul de reducere a capacităţii dinamice, funcţie de temperatură

Temperatura în lagăr	150°C	200°C	250°C	300°C
Factorul de temperatură, f_t	1	0,9	0,75	0,6

7.8.9.6. Capacitatea de încărcare statică

În situaţiile menţionate la capitolul 7.8.9 punctul *b*, mărimea rulmentului nu se poate determina pe baza capacităţii de încărcare dinamice (relaţia (7.214) nu mai este valabilă). Criteriul pe baza căruia sînt stabilite valorile limită ale sarcinilor, în aceste situaţii, îl constituie mărimea deformaţiilor permanente pe care aceste sarcini le provoacă pe corpurile şi pe căile de rulare. Legat de acest fapt se definesc următoarele mărimi:

Sarcina statică este sarcina care acţionează asupra rulmentului staţionar.

Capacitatea de încărcare statică de bază (C_0) a rulmenţilor radiali se defineşte ca fiind sarcina statică pur radială care provoacă o deformaţie permanentă de 0,0001 din diametrul corpului de rostogolire, în locul de contact cel mai încărcat dintre corpul de rostogolire şi calea

Scanned with OKEN Scanner

de rulare (STAS 7161-74). Pentru rulmenţii axiali, definiţia este aceeaşi, dar sarcina este centrală, pur axială.

Dacă rulmentul este încărcat cu o sarcină statică combinată, se defineşte :

Sarcina statică echivalentă (P_0) a unui rulment radial—este sarcina statică radială care ar provoca aceeaşi deformaţie permanentă totală în locul de contact cel mai încărcat dintre corpul de rostogolire şi calea de rulare, ca şi aceea care apare în condiţii reale de încărcare (STAS 7161-74). Analog se defineşte pentru rulmenţii axiali, dar ca o sarcină centrală pur axială. Sarcina statică echivalentă se determină cu relaţia

$$P_0 = X_0 F_r + Y_0 F_a, \tag{7.236}$$

unde F_r este componenta radială a sarcinii statice; F_a — componenta axială a sarcinii statice; X_0 — factorul radial al rulmentului; Y_0 — factorul axial al rulmentului (se dau în catalog). Dacă din calcule rezultă $P_0 < F_r$, atunci sarcina statică echivalentă se va considera $P_0 = F_r$.

Calculul capacităţii de încărcare statice. Capacitatea de încărcare statică, necesară, se determină cu relaţia

$$C_0 = s_0 P_0, \tag{7.237}$$

unde s_0 este factorul de siguranţă statică. Pentru rulmenţii staţionari sau cei care execută oscilaţii mici, s_0 se dă în tabelul 7.39 [59].

Tabelul 7.39

Factorul de siguranţă statică

Locul utilizării	s_0
Elice cu pas variabil pentru avioane	$\geqslant 0{,}5$
Baraje, ecluze	$\geqslant 1$
Poduri mobile	$\geqslant 1{,}5$
Cîrligul macaralei pentru :	
Macarale mari fără sarcini suplimentare mari	$\geqslant 1$
Macarale mici (pentru produse de serie mare) cu sarcini dinamice suplimentare	$\geqslant 1{,}6$
Rulmenţi axial — oscilanţi cu role	$\geqslant 2$

7.8.9.7. Capacitatea de încărcare a rulmenţilor împerecheaţi

În cazul cînd într-un lagăr se utilizează 2 sau 3 rulmenţi de aceeaşi tipodimensiune, alăturaţi, capacitatea de încărcare a ansamblului de rulmenţi rezultă din multiplicarea capacităţii de încărcare a unui rulment cu un coeficient de corecţie, aşa cum rezultă din tabelul 7.40 [59].

Tabelul 7.40

Capacitatea de încărcare a rulmenţilor împerecheaţi

Tipul rulmentului	Numărul de rulmenţi	Capacitatea de încărcare a ansamblului de rulmenţi	
		Dinamică	Statică
Rulmenţi radiali şi radial-axiali cu bile	2	$1{,}625\ C$	$2\ C_0$
	3	$2{,}20\ C$	$3\ C_0$
Rulmenţi cu role conice	2	$1{,}715\ C$	$2\ C_0$
	3	$2{,}35\ C$	$3\ C_0$

Scanned with OKEN Scanner

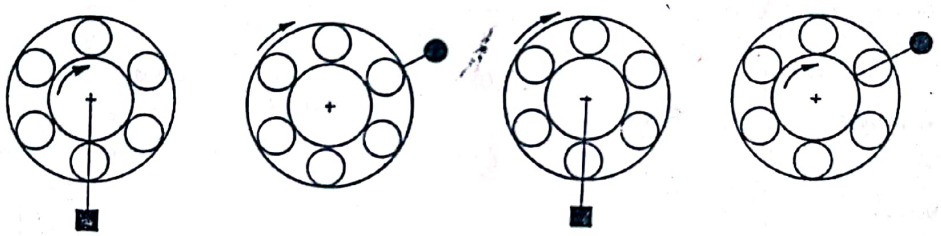
7.8.10. Proiectarea lagărelor cu rulmenți

7.8.10.1. Ajustajele de montaj

Alegerea corectă a ajustajelor este determinantă pentru funcționarea la parametrii ceruți a subansamblelor sau organelor montate pe rulmenți, precum și pentru asigurarea durabilității impuse. Deoarece abaterile alezajului rulmentului precum și ale diametrului exterior sînt impuse, stabilirea unui anumit ajustaj între inelele rulmentului și piesele conjugate (arbore, carcasă) constă în fixarea abaterilor acestora din urmă. Alegerea unui ajustaj este determinată de o serie de factori, ca : a) modul de încărcare a inelelor ; b) felul sarcinii ; c) tipul și mărimea rulmentului ; d) condiții de temperatură ; e) cerințele pentru precizia de rotire ; f) construcția și materialul pieselor conjugate ; g) cerințele legate de montarea-demontarea rulmenților ; h) asigurarea posibilității de deplasare axială a rulmentului liber.

Diferitele moduri de încărcare a inelelor reies din figura 7.107. Inelul este supus unei *încărcări periferice* (*circumferențiale*) atunci cînd la o

Schema încărcării inelelor de rulmenți



INELUL CARE SE ROTEȘTE			
Interior	Exterior	Exterior	Interior
INELUL CARE ESTE STAȚIONAR			
Exterior	Interior	Interior	Exterior
DIRECȚIA SARCINII			
Constantă	Se rotește cu inelul exterior	Constantă	Se rotește cu inelul interior
FELUL ÎNCĂRCĂRII			
Periferică pe inelul interior Locală pe inelul exterior		Periferică pe inelul exterior Locală pe inelul interior	
FELUL AJUSTAJULUI			
Cu strîngere inelul interior Liber inelul exterior		Cu strîngere inelul exterior Liber inelul interior	

Fig. 7.107. Schema încărcării inelelor de rulmenți.

Scanned with OKEN Scanner

rotație completă a lui, fiecare punct de pe calea de rulare a inelului trece odată prin dreptul suportului (direcției) sarcinii. *Încărcarea locală* se realizează atunci cînd sarcina încarcă continuu același punct de pe calea de rulare. *Încărcarea oscilantă* se realizează atunci cînd întreaga sarcină este suportată succesiv pe o porțiune din circumferința căii de rulare. Se definește și o *încărcare nedeterminată*, care există la sarcini exterioare variabile, șocuri, vibrații, la mașini cu turații mari, care conduc la variația direcției sarcinii.

Caracterizarea intensității sarcinii se face în funcție de raportul $\frac{P}{C}$ (P—sarcina dinamică echivalentă; C—capacitatea dinamică). În tabelul 7.41 se prezintă o caracterizare a sarcinilor, în funcție de tipul și dimensiunea rulmentului. Pentru stabilirea cîmpurilor de toleranță ale arborilor, respectiv carcaselor, sînt date mai jos tabelele 7.42...7.49. Ajustajele realizate pe baza acestor tabele sînt valabile în următoarele condiții: arborii și carcasele să nu prezinte—practic—deformații elastice în locurile de montaj; arborii și carcasele să fie din oțel sau din fontă; rulmenții să nu se încălzească în timpul funcționării peste temperatura de 100°C. În figura 7.108 sînt date pozițiile cîmpurilor de toleranță utilizate pentru diferitele ajustaje. În tabelele 7.50...7.53 sînt date abaterile limită ale cîmpurilor de toleranță recomandate, precum și valorile jocurilor, ale strîngerilor și ajustajele probabile care se realizează. Rugozitățile suprafețelor de montaj ale arborilor și alezajelor sînt date în tabelul 7.54, iar abaterile de formă ale suprafețelor de montaj în tabelele 7.55 și 7.56.

Tabelul 7.41

Tipurile de sarcini funcție de raportul dintre sarcina dinamică echivalentă și capacitatea de încărcare dinamică $\frac{P}{C}$ (STAS 6671-67)

Felul sarcinii	Mică		Normală		Mare
Diametrul alezajului rulmentului mm	Rulmenți cu bile	Rulmenți cu role	Rulmenți cu bile	Rulmenți cu role	Rulmenți cu role
	Raportul $\frac{P}{C}$				
≤40	<0,08	<0,08	>0,08	>0,08	>0,08
45...60					
65...100	<0,1		>0,1	0,1...0,15	>0,15
105...200					
220...500		—		<0,15	

Tabelul 7.42

Cîmpurile de toleranță ale arborilor pe care se montează rulmenții radiali și radial-axiali cu bile sau cu role, cu alezaj cilindric (STAS 6671-67)

Cazul de încărcare a inelului interior	Condiții de lucru	Tipul rulmentului			Simbolul cîmpului de toleranță	Exemple de utilizare
		rulmenți cu bile	rulmenți cu role cilindrice sau conice	rulmenți radial oscilanți cu role butoi		
Locală	Se cere o ușoară deplasare a inelului interior	Toate diametrele			g6	Roți pe un ax staționar
	Deplasarea inelului interior pe arbore nu este necesară	Toate diametrele			h6	Role de ghidaj și de tensiune
Periferică sau oscilantă	Sarcini mici și variabile	⩽18 20...100 105...200	— ⩽40 45...140 150...200	— ⩽40 45...100 105...200	h5 j6 ; j5 k6 ; k5 m6	Aparate electrice, turbo-compresoare, pompe centrifuge, ventilatoare, electromotoare, reductoare, cutii de viteză pentru mașini-unelte, mașini agricole
	Sarcini normale	⩽18 20...100 105...140 145...200 220...280	— ⩽40 45...100 105...140 150...200 220...400	— ⩽40 45... 65 70...100 105...140 150...280 300...500	j5 k5 m5 m6 ; m5 n6 ; n5 p6 r6	Motoare electrice pînă la 100 kW, turbine, mecanisme bielă-manivelă, cutii de viteză pentru automobile și tractoare, arborii principali de la mașini-unelte, reductoare grele
	Sarcini mari și sarcini cu șoc. Condiții grele de lucru	— — — —	50...140 150...200 — —	50...100 105...140 150...200 220...500	n6 p6 r6 r7	Osii de vagoane de cale ferată și de tramvaie, arbori cotiți pentru motoare, electromotoare peste 100 kW, concasoare, rolele transportoarelor de la mașini-unelte grele, rolele plăcilor turnante, roțile de rulare ale podurilor rulante

Scanned with OKEN Scanner

Tabelul 7.43

Cîmpurile de toleranță ale alezajelor carcaselor în care se montează rulmenți radiali și radial-axiali cu bile sau cu role (STAS 6671-61)

Cazul de încărcare al inelului exterior	Condiții de lucru		Simbolul cîmpului de toleranță	Exemple de utilizare	Tipul lagărului
Locală	Inel ușor deplasabil (toleranța se alege funcție de precizia de execuție a rulmentului)		H8	Axe de transmisie care nu necesită precizie de rotație, mașini agricole	Lagăr monobloc sau din două părți
			H7	Majoritatea asamblărilor cu rulmenți din construcții de mașini, lagăre la osiile vagoanelor de cale ferată și tramvaielor	
			H6	Electromotoare mici, cînd este de dorit o ușoară deplasare a inelului exterior	
	Inel în majoritatea cazurilor ușor deplasabil. Rulmenți radial-axiali cu bile sau role conice. Rulmenți din clasa P4 și P5		J6	Rulmenți pentru arbori la mașini-unelte, rulmenți la fusurile principale ale arborilor cotiți	
	Rulmenți din clasa P0 și P6		J7	Pompe centrifuge, ventilatoare	
Periferică	Circulația căldurii prin arbore (inelul exterior ușor deplasabil)		G7	Cilindri de uscare, mașini electrice mari cu rulmenți oscilanți cu role	
	Rulmenți din clasele P0 și P6	Sarcini mici sau normale $\left(\frac{P}{C}<0{,}15\right)$	K7	Rolele transportoarelor cu role, rolele de întindere, mașini agricole	Lagăr monobloc
		Sarcini normale, șocuri	M7		
		Sarcini mari $\left(\frac{P}{C}>0{,}15\right)$	N7	Rolele transportoarelor cu role, roțile din față ale automobilelor și tractoarelor pe rulmenți cu bile, rulmenții arborilor cotiți și ai compresoarelor, roțile de rulare ale podurilor rulante	
Periferică	Rulmenți din clasele P5 și P4	Sarcini mici sau normale $\left(\frac{P}{C}<0{,}15\right)$	K6	Rulmenții arborilor principali ai mașinilor-unelte grele (de alezat, de frezat)	Lagăr monobloc
		Sarcini normale, șocuri	M6		
		Sarcini mari $\left(\frac{P}{C}>0{,}15\right)$	N6		
	Sarcini mari, la carcase cu pereți subțiri		P7	Roțile din față ale automobilelor și tractoarelor pe rulmenți cu role conice, roțile avioanelor	

Scanned with OKEN Scanner

Tabelul 7.44

Cîmpurile de toleranţă ale arborilor pe care se montează rulmenţi axiali şi axial-oscilanţi cu bile sau cu role (STAS 6671-67)

Cazul de încărcare a şaibei de fus	Tipul rulmentului	Diametrul alezajului rulmentului [mm]	Simbolul cîmpului de toleranţă
Sarcină exclusiv axială	Rulmenţi axiali cu bile şi axial-oscilanţi cu role butoi	Toate diametrele	j6
Sarcină periferică sau nedefinită pe şaiba de fus	Rulmenţi axial-oscilanţi cu role	⩽200	k6
		220...400	m6
		>400	n6

Tabelul 7.45

Cîmpurile de toleranţă ale alejazelor carcaselor în care se montează rulmenţi axiali şi axial-oscilanţi (STAS 6671-67)

Cazul de încărcare a şaibei de carcasă	Condiţii de lucru	Tipul rulmentului	Simbolul cîmpului de toleranţă
Sarcină exclusiv axială	Sarcină normală	Toate tipurile de rulmenţi axiali	E8
	Sarcină mare	Rulmenţi axiali cu bile	H6
		Rulmenţi axiali cu role conice	G6
Sarcina locală pe şaiba de carcasă	—	Rulmenţi axial-oscilanţi cu role butoi	J7
Sarcina periferică sau nedefinită pe şaiba de carcasă	$\frac{P}{C} \leqslant 0{,}2$		K7
	$\frac{P}{C} > 0{,}2$ (sarcină radială relativ mare)		M7

Scanned with OKEN Scanner

Tabelul 7.46

Cîmpurile de toleranță ale arborilor pe care se montează rulmenți cu ace (STAS 6671-67)

Cazul de încărcare al inelului interior	Condiții de lucru	Diametrul alezajului rulmentului [mm]	Simbolul cîmpului de toleranță
Locală	Montaj ușor	Toate diametrele	g6
	Montaj normal		h6
	Montaj foarte precis		h5
Periferică sau nedefinită	Sarcini mici	⩽50	j5
	Sarcini normale	⩽50	k5
		⊳50...150	m5
		>150	n6
	Sarcini mari, condiții de funcționare grele sau șocuri	⩽150 ⩾150	n6 p6

Tabelul 7.47

Cîmpurile de toleranță ale alezajelor carcaselor în care se montează rulmenți cu ace

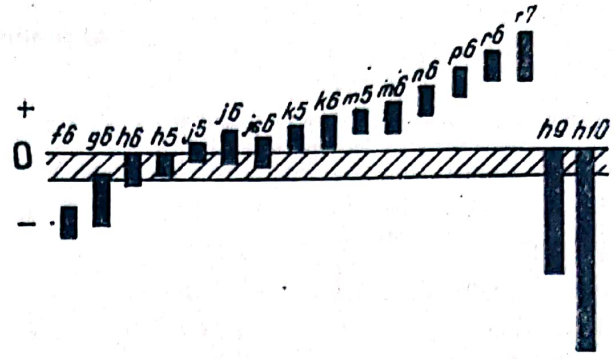
Cazul de încărcare al inelului exterior	Condiții de lucru	Simbolul cîmpului de toleranță
Locală	Sarcini normale și carcase din două bucăți	H7
	Sarcini mari și normale	J7
Nedefinită	Sarcini mici	
	Sarcini normale	K7
	Sarcini mari și șocuri	M7
Periferică	Sarcini mici, variabile	
	Sarcini normale	N7

Scanned with OKEN Scanner

Tabelul 7.48

Cîmpurile de toleranţă ale arborilor pe care se montează rulmenţi fără inel interior (STAS 6671-67)

Tipul rulmentului	Simbolul cîmpului de toleranţă
Rulmenţi cu ace, fără inel interior şi colivii cu ace	h5
Rulmenţi radiali cu role cilindrice, fără inel interior	g6

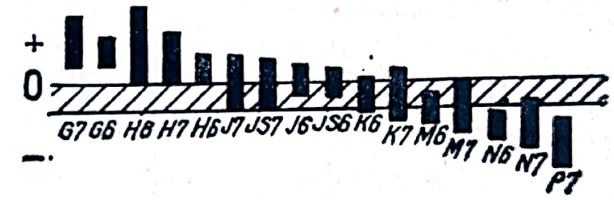


a

Tabelul 7.49

Cîmpurile de toleranţă ale alezajelor carcaselor în care se montează rulmenţi fără inel exterior (STAS 6671-67)

Tipul rulmentului	Simbolul cîmpului de toleranţă
Colivii cu ace, rulmenţi radiali cu role cilindrice fără inel exterior	G6



b

Fig. 7.108. Poziţiile cîmpurilor de toleranţă: *a*—ale arborelui; *b* — ale carcasei.

7.8.10.2. Alcătuirea lagărelor cu rulmenţi

Alegerea tipului rulmenţilor depinde de o multitudine de factori: a) direcţia şi mărimea forţei care acţionează asupra lagărului; b) turaţia; c) temperatura de lucru; d) condiţiile de zgomot impuse; e) condiţiile de montaj; f) abaterile de la coaxialitate a lagărelor şi rigiditatea construcţiei; g) precizia de rotire necesară. În tabelul 7.57 se prezintă comportarea unor tipuri de rulmenţi în raport cu unii dintre factorii (cerinţele) de mai sus [123].

Pentru lagărele arborilor maşinilor-unelte, încărcate cu sarcini combinate (arbori principali, arbori intermediari pe care sînt montate angrenaje care introduc forţe axiale) se pot lua în considerare următoarele situaţii: a) $\frac{F_r}{F_a} < 1$: rulmenţi radiali cu bile, cu role sau cu ace şi rulmenţi axiali cu bile; b) $\frac{F_r}{F_a} \approx 1$: rulmenţi radial-axiali cu bile sau cu role conice; c) $\frac{F_r}{F_a} > 1$: rulmenţi radiali cu bile cu pretensionare.

Scanned with OKEN Scanner

Abaterile limită ale cîmpurilor de toleranță recomandate

Diametrul nominal al arborelui [mm]	Abaterile limită ale alezajului rulmentului [µm]	Simbolul cîmpului de toleranță					
		g6	h5	h6	j5	j6	k5
		Abateri					
Peste 3 până la 6	0 − 8	− 4 −12	0 −5	0 − 8	+ 3 − 2	+ 6 − 2	+ 6 + 1
Peste 6 până la 10	0 − 8	− 5 −14	0 −6	0 − 9	+ 4 − 2	+ 7 − 2	+ 7 + 1
Peste 10 până la 18	0 − 8	− 6 −17	0 −8	0 −11	+ 5 − 3	+ 8 − 3	+ 9 + 1
Peste 18 până la 30	0 −10	− 7 −20	0 −9	0 −13	+ 5 − 4	+ 9 − 4	+11 + 2
Peste 30 până la 50	0 −12	− 9 −25	0 −11	0 −16	+ 6 − 5	+11 − 5	+13 + 2
Peste 50 până la 65	15 0	−10 −29	0 −13	0 −19	+ 6 − 7	+12 − 7	+15 + 2
Peste 65 până la 80							
Peste 80 până la 100	0 −20	−12 −34	0 −15	0 −22	+ 6 − 9	+13 − 9	+18 + 3
Peste 100 până la 120							
Peste 120 până la 140	0 −25	−14 −39	0 −18	0 − 25	+ 7 − 11	+14 −11	+21 + 3
Peste 140 până la 160							
Peste 160 până la 180							
Peste 180 până la 200	0 −30	−15 −44	0 −20	0 −29	+ 7 −13	+16 −13	+24 + 4
Peste 200 până la 225							
Peste 225 până la 250							
Peste 250 până la 280	0 −35	−17 −49	0 −23	0 −32	+ 7 −16	+16 −16	+27 + 4
Peste 280 până la 315							
Peste 315 până la 355	0 −40	−18 −54	0 −25	0 −36	+ 7 −18	+18 −18	+29 + 4
Peste 355 până la 400							

Scanned with OKEN Scanner

Tabelul 7. 50

pentru arbori pe care se montează rulmenții (STAS 6671-67)

al arborelui							
k6	m5	m6	n5	n6	p6	r6	r7
limită, [μm]							
+ 9 + 1	+ 9 + 4	+12 + 4	+13 + 8	+16 + 8	+20 +12	+ 23 + 15	+ 27 + 15
+10 + 1	+12 + 6	+15 + 6	+16 +10	+19 +10	+24 +15	+ 28 + 19	+ 34 + 19
+12 + 1	+15 + 7	+18 + 7	+20 +12	+23 +12	+29 +18	+ 34 + 23	+ 41 + 23
+15 + 2	+17 + 8	+21 + 8	+24 + 15	+28 +15	+35 +22	+ 41 + 28	+ 49 + 28
+18 + 2	+20 + 9	+25 + 9	+28 +17	+33 +17	+42 +26	+ 50 + 34	+ 59 + 34
+21 + 2	+24 +11	+30 +11	+33 +20	+39 +20	+51 +32	+ 60 + 41	+ 71 + 41
						+ 62 + 43	+ 73 + 43
+25 + 3	+28 +13	+35 +13	+38 +23	+45 +23	+59 +37	+ 73 + 51	+ 86 + 51
						+ 76 + 54	+ 89 + 54
+28 + 3	+33 +15	+40 +15	+45 +27	+52 +27	+68 +43	+ 88 + 63	+103 + 63
						+ 90 + 65	+105 + 65
						+ 93 + 68	+108 + 68
+33 + 4	+37 +17	+46 +17	+51 +31	+60 +31	+79 +50	+106 + 77	+123 + 77
						+109 + 80	+126 + 80
						+113 + 84	+130 + 84
+36 + 4	+43 +20	+52 +20	+57 +34	+66 +34	+88 +56	+126 + 94	+146 + 94
						+130 + 98	+150 + 98
+40 + 4	+46 +21	+57 +21	+62 +37	+73 +37	+98 +62	+144 +108	+165 +108
						+150 +114	+171 +114

Scanned with OKEN Scanner

Diametrul nominal al arborelui [mm]	Simbolul cîmpului de					
	g6	h5	h6	j5	j6	k5
	Jocuri (+), ajustaje probabile (+ sau −)					
Peste 3 până la 6	+12 + 1 − 4	+ 5 − 4 − 8	+ 8 − 3 − 8	+ 2 − 7 −11	+ 2 − 9 −14	− 1 −10 −14
Peste 6 până la 10	+14 + 3 − 3	+ 6 − 3 − 8	+ 9 − 2 − 8	+ 2 − 7 −12	+ 2 − 9 −15	− 1 −10 −15
Peste 10 până la 18	+17 + 4 − 2	+ 8 − 3 − 8	+11 − 2 − 8	+ 3 − 8 −13	+ 3 −10 −16	− 1 −12 −17
Peste 18 până la 30	+20 + 5 − 3	+ 9 − 4 −10	+13 − 2 −10	+ 4 − 9 −15	+ 4 −11 −19	− 2 −15 −21
Peste 30 până la 50	+25 + 6 − 3	+11 − 4 −12	+16 − 3 −12	+ 5 −10 −18	+ 5 −14 −23	− 2 −17 −25
Peste 50 până la 65	+29 + 6 − 5	+13 − 6 −15	+19 − 4 −15	+ 7 −12 −21	+ 7 −16 −27	− 2 −21 −30
Peste 65 până la 80						
Peste 80 până la 100	+34 + 6 − 8	+15 − 8 −20	+22 − 6 −20	+ 9 −14 −26	+ 9 −19 −33	− 3 −26 −38
Peste 100 până la 120						
Peste 120 până la 140	+39 + 6 −11	+18 −11 −25	+25 − 8 −25	+11 −18 −32	+11 −22 −39	− 3 −32 −46
Peste 140 până la 160						
Peste 160 până la 180						
Peste 180 până la 200	+44 + 5 −15	+20 −13 −30	+29 −10 −30	+13 −20 −37	+13 −26 −46	− 4 −37 −54
Peste 200 până la 225						
Peste 225 până la 250						

Scanned with OKEN Scanner

Tabelul 7.51

din montarea rulmenților pe arbori (STAS 6671-67)

toleranță al arborelui							
k6	m5	m6	n5	n6	p6	r6	r7
și strîngeri (−) în μm							
− 1 −12 −17	− 4 −13 −17	− 4 −15 −20	− 8 − 17 − 21	− 8 − 19 − 24	− 12 − 23 − 28	− 15 − 26 − 31	− 15 − 28 − 35
− 1 −12 −18	− 6 −15 −20	− 6 −17 −23	− 10 − 19 − 24	− 10 − 21 − 27	− 15 − 26 − 32	− 19 − 30 − 36	− 19 − 34 − 42
− 1 −14 −20	− 7 −18 −23	− 7 −20 −26	− 12 − 23 − 28	− 12 − 25 − 31	− 18 − 31 − 37	− 23 − 36 − 42	− 23 − 40 − 49
− 2 −17 −25	− 8 −21 −27	− 8 −23 −31	− 15 − 28 − 34	− 15 − 30 − 38	− 22 − 37 − 45	− 28 − 43 − 51	− 28 − 49 − 59
− 2 −21 −30	− 9 −24 −32	− 9 −27 −37	− 17 − 32 − 40	− 17 − 36 − 45	− 26 − 45 − 54	− 34 − 53 − 62	− 34 − 59 − 71
− 2 −25 −36	−11 −30 −39	−11 −34 −45	− 20 − 39 − 48	− 20 − 43 − 54	− 32 − 55 − 66	− 41 − 64 − 75 − 43 − 66 − 77	− 41 − 71 − 86 − 43 − 73 − 88
− 3 −31 −45	−13 −36 −48	−13 −41 −55	− 23 − 46 − 58	− 23 − 51 − 65	− 37 − 65 − 79	− 51 − 79 − 93 − 54 − 82 − 96	− 51 − 88 −106 − 54 − 91 −109
− 3 −36 −53	−15 −44 −58	−15 −48 −65	− 27 − 56 − 70	− 27 − 60 − 77	− 43 − 76 − 93	− 63 − 96 −113 − 65 − 98 −115 − 68 −101 −118	− 63 −106 −128 − 65 −108 −130 − 68 −111 −133
− 4 −43 −63	−17 −50 −67	−17 −56 −76	− 31 − 64 − 81	− 31 − 70 − 90	− 50 − 89 −109	− 77 −116 −136 − 80 −119 −139 − 84 −123 −143	− 77 −128 −153 − 80 −131 −156 − 84 −135 −160

Scanned with OKEN Scanner

Diametrul nominal al arborelui [mm]	Simbolul cîmpului de					
	g6	h5	h6	j5	j6	k5
	Jocuri (+), ajustaje probabile (+ sau −					
Peste 250 pînă la 280	+49 − 4 −18	+23 −16 −35	+32 −13 −35	+16 −23 −42	+16 −29 −51	− 4 −43 −62
Peste 280 pînă la 315						
Peste 315 pînă la 355	+54 + 3 −22	+25 −18 −40	+36 −15 −40	+18 −25 −47	+18 −33 −58	− 4 −47 −69
Peste 355 pînă la 400						

Abaterile limită ale cîmpurilor de toleranță recomandate pentru

Diametrul nominal al alezajului carcasei, [mm]	Abaterile limită ale diametrului exterior al rulmentului [μm]	Simbolul cîmpului de toleranță					
		E8	G6	G7	H6	H7	H8
							Abateri
Peste 6 pînă la 10	0 − 8	+ 47 + 25	+14 + 5	+20 + 5	+ 9 0	+15 0	+22 0
Peste 10 pînă la 18	0 − 8	+ 59 + 32	+17 + 6	+24 + 6	+11 0	+18 0	+27 0
Peste 18 pînă la 30	0 − 9	+ 73 + 40	+20 + 7	+28 + 7	+13 0	+21 0	+33 0
Peste 30 pînă la 50	0 − 11	+ 89 + 50	+25 + 9	+34 + 9	+16 0	+25 0	+39 0
Peste 50 pînă la 80	0 − 13	+106 + 60	+29 +10	+40 +10	+19 0	+30 0	+46 0
Peste 80 pînă la 120	0 − 15	+126 + 72	+34 +12	+47 +12	+22 0	+35 0	+54 0
Peste 120 pînă la 150	0 − 18	+148 + 85	+39 +14	+54 +14	+25 0	+40 0	+63 0
Peste 150 pînă la 180	0 − 25	+148 + 85	+39 +14	+54 +14	+25 0	+40 0	+63 0
Peste 180 pînă la 250	0 −30	+172 +100	+44 +15	+61 +15	+29 0	+46 0	+72 0
Peste 250 pînă la 315	0 −35	+191 +110	+49 +17	+69 +17	+32 0	+52 0	+81 0
Peste 315 pînă la 400	0 −40	+214 +125	+54 +18	+75 +18	+36 0	+57 0	+81 0
Peste 400 pînă la 500	0 −45	−232 +135	+60 +20	+83 +20	+40 0	+63 0	+97 0

Scanned with OKEN Scanner

Tabelul 7.51 (continuare)

toleranță al arborelui							
k6	m5	m6	n5	n6	p6	r6	r7
și strîngeri (−) în μm							
						− 94	− 94
						−139	−152
− 4	−20	−20	− 34	− 34	− 56	−161	−181
−49	−59	−65	− 73	− 79	−101		
−71	−78	−87	− 92	−101	−123	− 98	− 98
						−143	−156
						−165	−185
						−108	−108
						−159	−173
− 4	−21	−21	− 37	− 37	− 62	−184	−205
−55	−64	−72	− 80	− 88	−113		
−80	−86	−97	−102	−113	−138	−114	−114
						−165	−179
						−190	−211

Tabelul 7.52

alezajele în care se montează rulmenți (STAS 6671-67)

al alezajului carcasei								
J6	J7	K6	K7	M6	M7	N6	N7	P7
limită, [μm]								
+ 5	+ 8	+ 2	+ 5	− 3	0	− 7	− 4	− 9
− 4	− 7	− 7	−10	−12	−15	−16	−19	− 24
+ 6	+10	+ 2	+ 6	− 4	0	− 9	− 5	− 11
− 5	− 8	− 9	−12	−15	−18	−20	−23	− 29
+ 8	+ 9	+ 2	+ 6	− 4	0	−11	− 7	− 14
− 5	−12	−11	−15	−17	−21	−24	−28	− 35
+10	+14	+ 3	+ 7	− 4	0	−12	− 8	− 17
− 6	−11	−13	−18	−20	−25	−28	−33	− 42
+13	+18	+ 4	+ 9	− 5	0	−14	− 9	− 21
− 6	−12	−15	−21	−24	−30	−33	−39	− 51
+16	+22	+ 4	+10	− 6	0	−16	−10	− 24
− 6	−13	−18	−25	−28	−35	−38	−45	− 59
+18	+26	+ 4	+12	− 8	0	−20	−12	− 28
− 7	−14	−21	−28	−33	−40	−45	−52	− 68
+18	+26	+ 4	+12	− 8	0	−20	−12	− 28
− 7	−14	−21	−28	−33	−40	−45	−52	− 68
+22	+30	+ 5	+13	− 8	0	−22	−14	− 33
− 7	−16	−24	−33	−37	−46	−51	−60	− 79
+25	+36	+ 5	+16	− 9	0	−25	−14	− 36
− 7	−16	−27	−36	−41	−52	−57	−66	− 88
+29	+39	+ 7	+17	−10	0	−26	−16	− 41
− 7	−18	−29	−40	−46	−57	−62	−73	− 98
+33	+43	+ 8	+18	−10	0	−27	−17	− 45
− 7	−20	−32	−45	−50	−63	−67	−80	−108

Scanned with OKEN Scanner

Diametrul alezajului carcasei [mm]	Simbolul cîmpului						
	E8	G8	G7	H6	H7	H8	J6
	Jocuri (+), ajustaje probabile (+ sau −)						
Peste 6	+ 55	+ 22	+ 28	+17	+ 23	+ 30	+13
	+ 35	+ 11	+ 13	+ 6	+ 8	+ 10	+ 2
pînă la 10	+ 25	+ 5	+ 5	0	0	0	− 1
Peste 10	+ 67	+ 25	+ 32	+19	+ 26	+ 35	+14
	+ 44	+ 12	+ 15	+ 6	+ 9	+ 12	+ 1
pînă la 18	+ 32	+ 6	+ 6	0	0	0	− 5
Peste 18	+ 82	+ 29	+ 37	+22	+ 30	+ 42	+17
	+ 54	+ 14	+ 17	+ 7	+ 10	+ 14	+ 2
pînă la 30	+ 40	+ 7	+ 7	0	0	0	− 5
Peste 30	+100	+ 36	+ 45	+27	+ 36	+ 50	+21
	+ 67	+ 18	+ 21	+ 9	+ 12	+ 17	+ 3
pînă la 50	+ 50	+ 9	+ 9	0	0	0	− 6
Peste 50	+119	+ 42	+ 53	+32	+ 43	+ 59	+26
	+ 80	+ 21	+ 24	+11	+ 14	+ 20	+ 5
pînă la 80	+ 60	+ 10	+ 10	0	0	0	− 6
Peste 80	+141	+ 49	+ 62	+37	+ 50	+ 69	+31
	+ 95	+ 24	+ 29	+12	+ 17	+ 23	+ 6
pînă la 120	+ 72	+ 12	+ 12	0	0	0	− 6
Peste 120	+166	+ 57	+ 72	+43	+ 58	+ 81	+36
	+112	+ 28	+ 33	+14	+ 19	+ 27	+ 7
pînă la 150	+ 85	+ 14	+ 14	0	0	0	− 7
Peste 150	+173	+ 64	+ 79	+50	+ 65	+ 88	+43
	+114	+ 31	+ 36	+17	+ 22	+ 29	+10
pînă la 180	+ 85	+ 14	+ 14	0	0	0	− 7
Peste 180	+202	+ 74	+ 91	+59	+ 76	+102	+52
	+134	+ 35	+ 40	+20	+ 25	+ 34	+13
pînă la 250	+100	+ 15	+ 15	0	0	0	− 7
Peste 250	+226	+ 84	+104	+67	+ 87	+116	+60
	+149	+ 39	+ 46	+22	+ 29	+ 39	+15
pînă la 315	+110	+ 17	+ 17	0	0	0	− 7
Peste 315	+254	+ 94	+115	+76	+ 97	+129	+69
	+168	+ 43	+ 50	+25	+ 32	+ 43	+18
pînă la 400	+125	+ 18	+ 18	+ 0	0	0	− 7
Peste 400	+277	+105	+128	+85	+108	+142	+78
	+182	+ 48	+ 56	+28	+ 36	+ 47	+21
pînă la 500	+135	+ 20	+ 20	0	0	0	− 7

Scanned with OKEN Scanner

Tabelul 7.53

rulmenților în alezaje (STAS 6671-67)

de toleranță al alezajului carcasei							
J7	K6	K7	M6	M7	N6	N7	P7
și strângeri (−), în μm							
+16 + 1 − 7	+10 − 1 − 7	+13 − 2 −10	+ 5 − 6 −12	+ 8 − 7 −15	+ 1 −10 −16	+ 4 −11 −19	− 1 − 16 − 24
+18 + 1 − 8	+10 − 3 − 9	+14 − 3 −12	+ 4 − 9 −15	+ 8 − 9 −18	− 1 −14 −20	+ 3 −14 −23	− 3 − 20 − 29
+21 + 1 − 9	+11 − 4 −11	+15 − 5 −15	+ 5 −10 −17	+ 9 −11 −21	− 2 −17 −24	+ 2 −18 −28	− 5 − 25 − 35
+25 + 1 −11	+14 − 4 −13	+18 − 6 −18	+ 7 −11 −20	+11 −13 −25	− 1 −19 −28	+ 3 −21 −33	− 6 − 30 − 42
+31 + 2 −12	+17 − 4 −15	+22 − 7 −21	+ 8 −13 −24	+13 −16 −30	− 1 −22 −33	+ 4 −25 −39	− 8 − 37 − 51
+37 + 4 −13	+19 − 6 −18	+25 − 8 −25	+ 9 −16 −28	+15 −18 −35	− 1 −26 −38	+ 5 −28 −45	− 9 − 42 − 59
+44 + 5 −14	+22 − 7 −21	+30 − 9 −28	+10 −19 −33	+18 −21 −40	− 2 −31 −45	+ 6 −33 −52	− 10 − 49 − 68
+51 + 8 −14	+29 − 4 −21	+37 − 6 −28	+17 −16 −33	+25 −18 −40	+ 5 −28 −45	+13 −30 −52	− 3 − 46 − 68
+60 + 9 −16	+35 − 4 −24	+43 − 8 −33	+22 −17 −37	+30 −21 −46	+ 8 −31 −51	+16 −35 −60	− 3 − 54 − 79
+71 +13 −16	+40 − 5 −27	+51 − 7 −36	+26 −19 −41	+35 −23 −52	+10 −35 −57	+21 −37 −66	− 1 − 59 − 88
+79 +14 −18	+47 − 4 −29	+57 − 8 −40	+30 −21 −46	+40 −25 −57	+14 −37 −62	+24 −41 −73	− 1 − 66 − 98
+88 +16 −20	+53 − 4 −32	+63 − 9 −45	+35 −22 −50	+45 −27 −63	+18 −39 −67	+28 −44 −80	0 − 72 −108

Scanned with OKEN Scanner

Tabelul 7.54

Rugozitatea suprafeţelor de montaj ale arborilor şi alezajelor carcaselor pentru rulmenţii radiali, radial-axiali cu alezaj cilindric şi rulmenţi axiali (STAS 6671-67)

Suprafaţa	Clasa de precizie	Diametrul interior, [mm]	
		⩽ 80	> 80
		R_a în μm, max.	
arborelui	P0	0,80	1,60
	P6 şi P5	0,40	0,80
	P4	0,20	0,40
alezajului carcasei	P0	0,80	1,60
	P6, P5 şi P4	0,40	0,80
feţelor frontale ale umerilor arborilor şi carcaselor	P0	1,60	1,60
	P6, P5 şi P4	0,80	1,60

Tabelul 7.55

Abaterile de formă ale suprafeţelor de montaj ale arborilor pe care se montează rulmenţii cu bile sau cu role cu alezaj cilindric şi ale carcaselor pentru rulmenţii cu bile sau cu role cu alezaj cilindric şi conic (STAS 6671-67)

Diametrul suprafeţei de montaj (arborele sau alezajul carcasei) [mm]		Arbore				Alezaj			
		Clasa de precizie a rulmentului							
		P0	P6	P5	P4	P0	P6	P5	P4
Peste	până la	Ovalitate sau conicitate, în μm, max.							
—	6	4	2,4	1,6	1	6	4	2,4	1,6
6	18	6	4	2,4	1,6	10	6	4	2,4
18	50	8	5	3,2	2	12	8	5	3,2
50	120	10	6	4	2,4	16	10	6	4
120	260	20	12	8	5	32	20	12	8
260	500	24	16	10	—	40	24	16	10
500	800	32	20	—	—	50	32	20	—
800	1000	40	24	—	—	60	40	—	—

Tabelul 7.56

Abaterile de formă ale suprafeţelor de montaj ale arborilor şi bucşelor de strîngere sau de extracţie pe care se montează rulmenţi cu bile sau cu role, cu alezaj conic (conicitatea 1 : 12) (STAS 6671-67)

Diametrul arborelui [mm]		Clasa de precizie a rulmentului					
		P0	P6	P5	P0	P6	P5
Peste	până la	Ovalitatea, în μm, max.			Abaterea unghiulară pe o lungime egală cu 0,7 din lăţimea inelului, în μm, max.		
10	18	6	4	2,4	+ 16	+10	+ 4
18	50	8	5	3,2	+ 20	+12	+ 5
50	120	10	6	4	+ 24	+16	+ 6
120	260	20	12	8	+ 50	+20	+12
260	500	24	16	10	+ 60	+24	+16
500	800	32	20	—	+ 80	+32	—
800	1 000	40	24	—	+100	+40	—

Scanned with OKEN Scanner

Tabelul 7.57

Comparaţia caracteristicilor funcţionale ale principalelor tipuri de rulmenţi

Tipul rulmentului	Factorii caracteristici funcţionali					
	Capacitatea de încărcare			Turaţia	Compensarea abaterilor de aliniere	Rezistenţa la momente de răsturnare
	radială	axială	combinată			
Radial cu bile pe un rînd cu cale de rulare adîncă	B	B	B	FB	S	S
Radial-axial cu bile pe un rînd	B	FB	FB	FB	N	N
Radial-axial cu bile pe două rînduri	FB	B	B	S	S	FB
Radial-oscilant cu bile	S	N	B	S	FB	N
Axial cu bile	N	FB	N	S	S	N
Radial cu role cilindrice	FB	N	N	B	S	N
Radial cu ace	FB	N	N	S	N	FB
Radial-axial cu role conice	FB	S	FB	B	S	N
Radial-oscilant cu role butoi	FB	S	S	S	FB	N

FB — foarte bună; B — bună; S — satisfăcătoare; N — nesatisfăcătoare

O anumită forţă axială F_a poate fi preluată şi de rulmenţii radiali cu role cilindrice, prevăzuţi cu umeri la ambele inele. Astfel:

a) În cazul ungerii cu unsoare:

$$F_a = f_a f_b E^2 \left(2 - \frac{nE}{100\,000}\right) \quad [\text{daN}]; \qquad (7.238)$$

b) În cazul ungerii cu ulei:

la $nE \leqslant 120\,000$:

$$F_a = f_a f_b E^2 \left(2 - \frac{nE}{100\,000}\right) \quad [\text{daN}]; \qquad (7.239)$$

la $nE > 120\,000$:

$$F_a = f_a f_b E^2 \left(1 - \frac{1}{6}\,\frac{nE}{100\,000}\right) \quad [\text{daN}], \qquad (7.240)$$

unde E este diametrul căii de rulare exterioară [mm]; n — turaţia [rot/min]; f_a — coeficient determinat de felul încărcării (tabelul 7.58); f_b — coeficient determinat de construcţia interioară a rulmentului (tabelul 7.59).

Scanned with OKEN Scanner

Precizia de rotire a arborelui este determinată în primul rînd de precizia rulmentului. În majoritatea cazurilor, în construcţia de maşini se utilizează rulmenţii de precizie normală (clasa P0). Exemple: lagărele tuturor arborilor la maşini-unelte, care nu influenţează direct precizia suprafeţelor prelucrate (arbori intermediari din cutia de viteze, arborii din cutia de avansuri), lagărele reductoarelor de uz general etc. Pentru lagărele arborilor principali ai maşinilor-unelte se utilizează rulmenţi din clasele de precizie P6, P5, P4.

Tabelul 7.58

Coeficientul care ţine seama de felul încărcării [123]

Condiţii de aplicare a sarcinii axiale	f_a
Sarcină continuă, constantă $(F_a/F_r) \leqslant 0,4$	0,2
Sarcină variabilă, intermitentă	0,4
Sarcină dinamică (şoc)	0,6

Tabelul 7.59

Coeficientul care ţine seama de construcţia interioară a rulmentului [123]

Seria rulmenţilor	f_b
NJ 2, NJ 22, NUP 2, NUP 22	0,24
NJ 3, NJ 23, NUP 3, NJ 2E, NJ 22 E, NUP 2 E, NUP 22 E	0,3
NJ 4, NUP 4	0,33
NJ 3 E, NJ 23 E, NUP 3 E, NUP 23 E	0,35

Rigiditatea lagărelor se asigură atît prin utilizarea unor rulmenţi corespunzători (de exemplu rulmenţi radiali cu role cilindrice pe două rînduri şi alezaj conic, rulmenţi cu role conice pe două rînduri), cît şi prin mărirea rigidităţii carcasei (prin nervurarea ei, prin adoptarea unor pereţi de aceeaşi grosime pentru a nu se produce dilatări diferite).

Coaxialitatea alezajelor carcasei se poate realiza astfel:

a) Executarea lor în carcase dintr-o bucată (neseparabile). La carcase separabile, trebuie asigurată centrarea lor (cu ştifturi de centrare);

b) Finisarea alezajelor are loc la o singură prindere pe maşina-unealtă (fig. 7.109). Legat de rigiditatea lagărelor, de deformaţia arborilor şi de coaxialitatea alezajelor carcasei, se dau în tabelul 7.60 unghiurile de înclinare admise pentru diferite tipuri de rulmenţi.

Rulment (lagăr) conducător. Rulment (lagăr) liber

Poziţionarea axială a arborilor în carcasă se asigură de către rulmentul *conducător*. Acesta este fixat axial atît în carcasă cît şi pe arbore. El preia sarcini combinate. Celălalt rulment (sau ceilalţi rulmenţi) preia numai sarcina radială şi se poate deplasa axial (fie prin deplasarea lui în carcasă, fie prin deplasarea unor elemente ale lui faţă de celelalte — la rulmenţii cu role cilindrice). Acesta se numeşte rulment *liber*. Dacă pe arbore există un rulment axial, acesta va fi întotdeauna rulmentul conducător. În figura 7.110 se prezintă diferite construcţii pentru lagăre (rulmenţi) conducătoare,

Scanned with OKEN Scanner

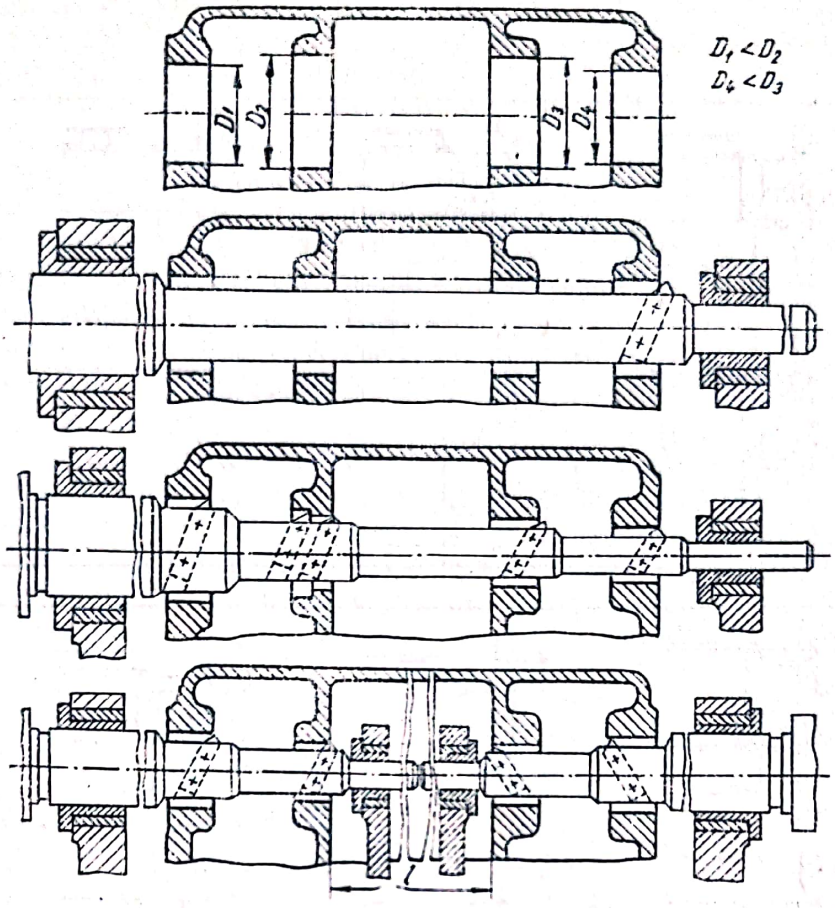


Fig. 7.109. Asigurarea coaxialității alezajelor.

Tabelul 7.60

Unghiuri de înclinare admise ale arborilor în lagărele cu rulmenți

Tipul rulmentului	Unghiul de înclinare admis
Radial-oscilant cu bile	4°
Radial-oscilant cu role pe două rînduri	30′
Axial-oscilant cu role	3°
Radial cu bile, cu joc normal (montaj cu toleranțe k5/J6)	8′
Radial cu bile, cu joc C 3 (montaj cu toleranțe k5/J6)	12′
Radial cu bile, cu joc C 4 (montaj cu toleranțe k5/J6)	16′
Radial cu role cilindrice, de construcție N și NU seriile 10, 2, 3, 4	4′
Radial cu role cilindrice de alte construcții sau serii	2′
Radial-axial cu role conice	2′

respectiv libere [59]. Dacă arborele este poziționat radial de doi rulmenți radiali, atunci rulmentul axial conducător se montează ca în figura 7.111, *a*. În caz contrar, poate apare situația din figura 7.111, *b* (lipsa coaxialității din cauza supradeterminării poziției). La rezemarea arborilor pe rulmenți

Scanned with OKEN Scanner

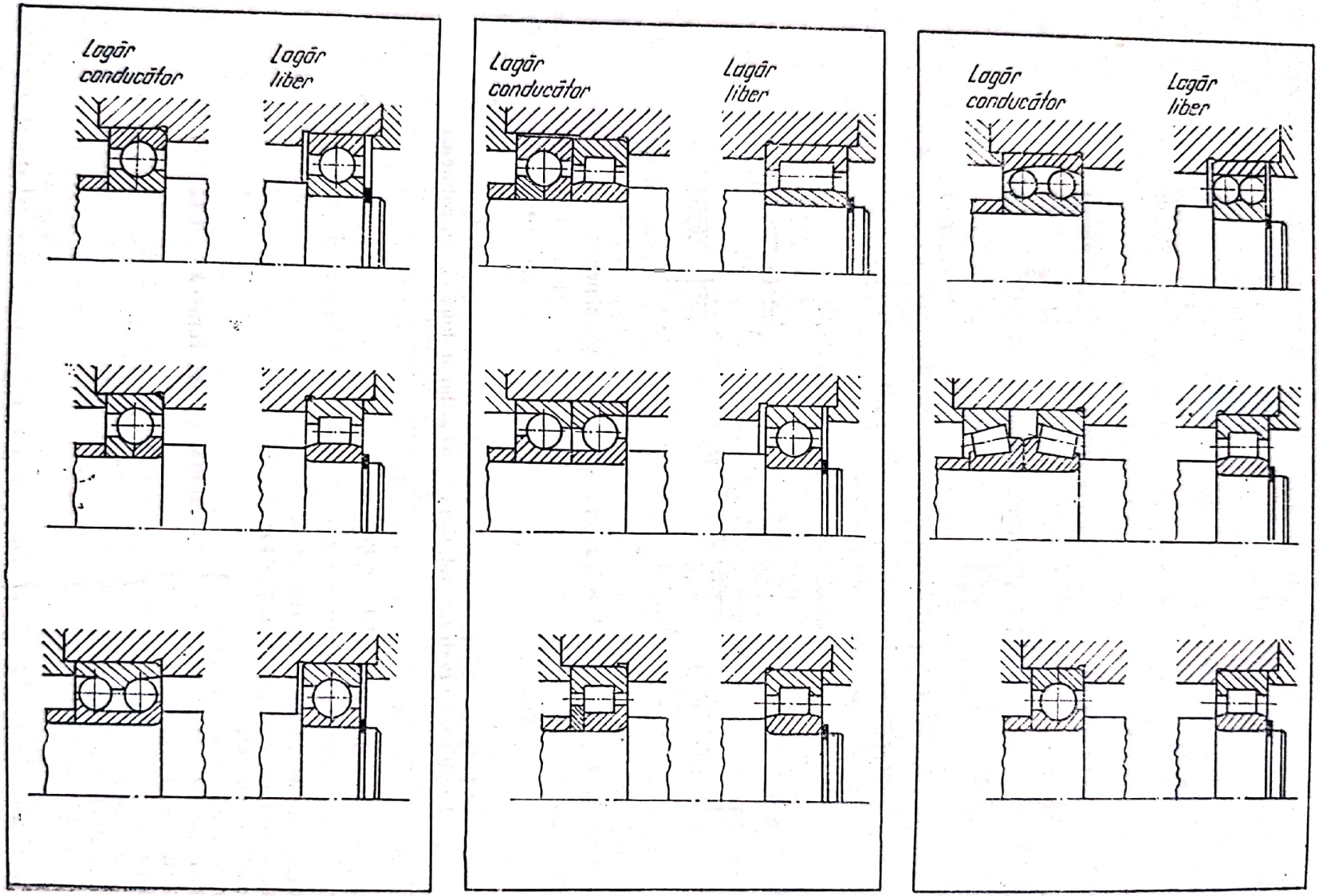


Fig. 7.110. Alcătuirea lagărelor cu rulmenți.

Scanned with OKEN Scanner

radial-axiali, în opoziție, aceștia pot fi montați în *O* (fig. 7.112, *a*) sau în *X* (fig. 7.112, *b*). Se observă că distanța dintre centrele de presiune *S* (poziționate prin cotele *a* care se dau în catalog) este mai mare la montajul în *O*, ceea ce face ca acest montaj să preia momente de răsturnare mari chiar la distanțe mici între cei doi rulmenți. La aceste montaje este exclusă utilizarea rulmentului ca rulment *liber*.

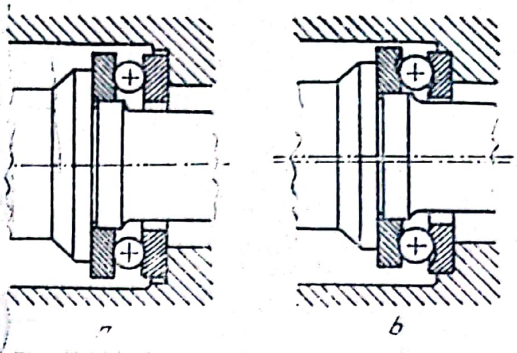


Fig. 7.111. Montarea rulmentului axial : *a* — corect; *b* — incorect.

Fixarea axială a rulmenților se realizează după schema din figura 7.113 (pentru rulmenții conducători) sau cea din figura 7.114 (pentru rulmenții liberi). Exemple de fixări sînt date în figurile 7.115 (pentru rulmenți radiali cu bile), 7.116 (radial-oscilanți cu alezaj conic), 7.117 (cu ace), 7.118 (radial-axiali). La montajul din figura 7.118, *a*, jocul în rulmenți se reglează cu ajutorul piuliței, iar la cel din figura 7.118, *b*, cu ajutorul șaibelor de reglare *a*.

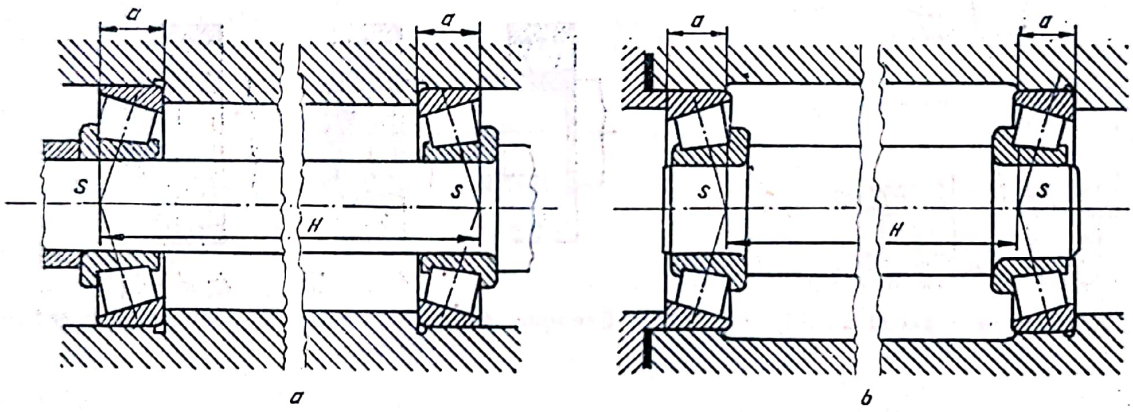


Fig. 7.112. Rezemarea arborelui pe doi rulmenți radial-axiali cu role conice: *a* — montaj în O; *b* — montaj în X.

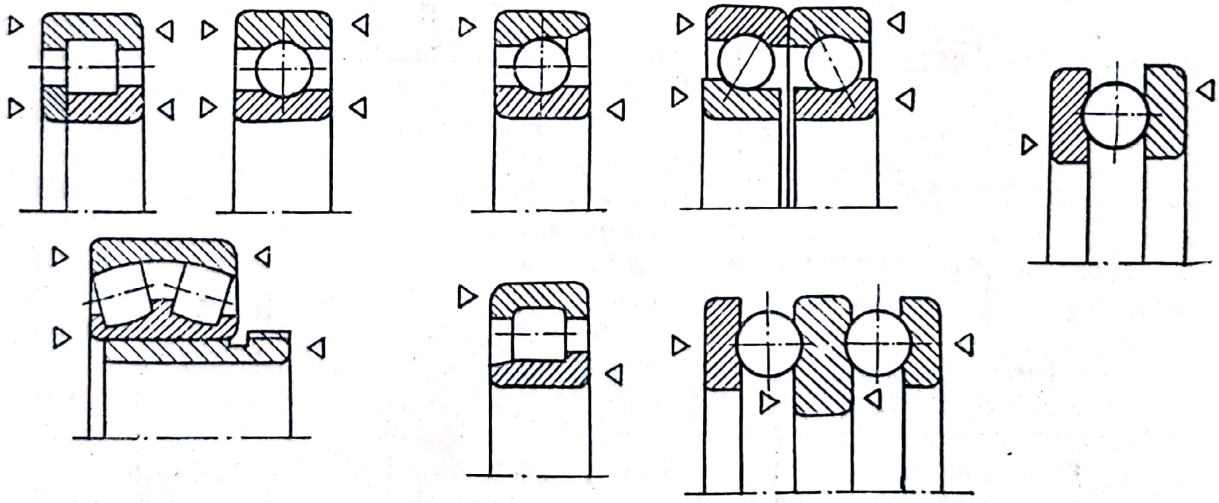


Fig. 7.113. Fixarea axială a rulmenților conducători.

Scanned with OKEN Scanner

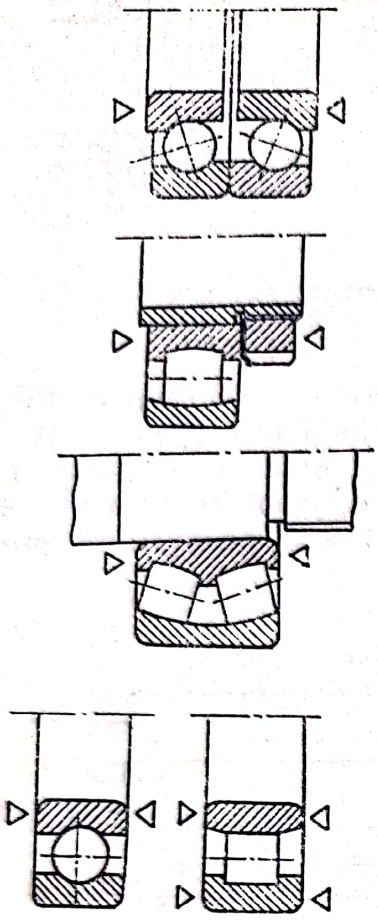


Fig. 7.114. Fixarea axială a rulmenților liberi.

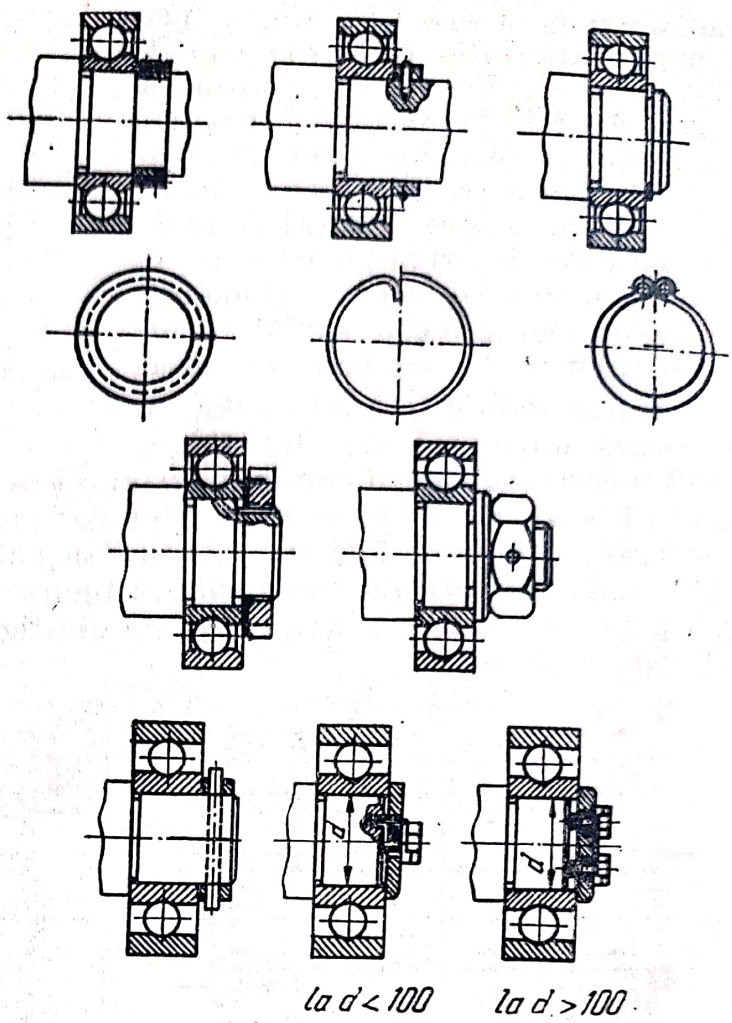


Fig. 7.115. Exemple de fixări axiale ale rulmenților radiali cu bile.

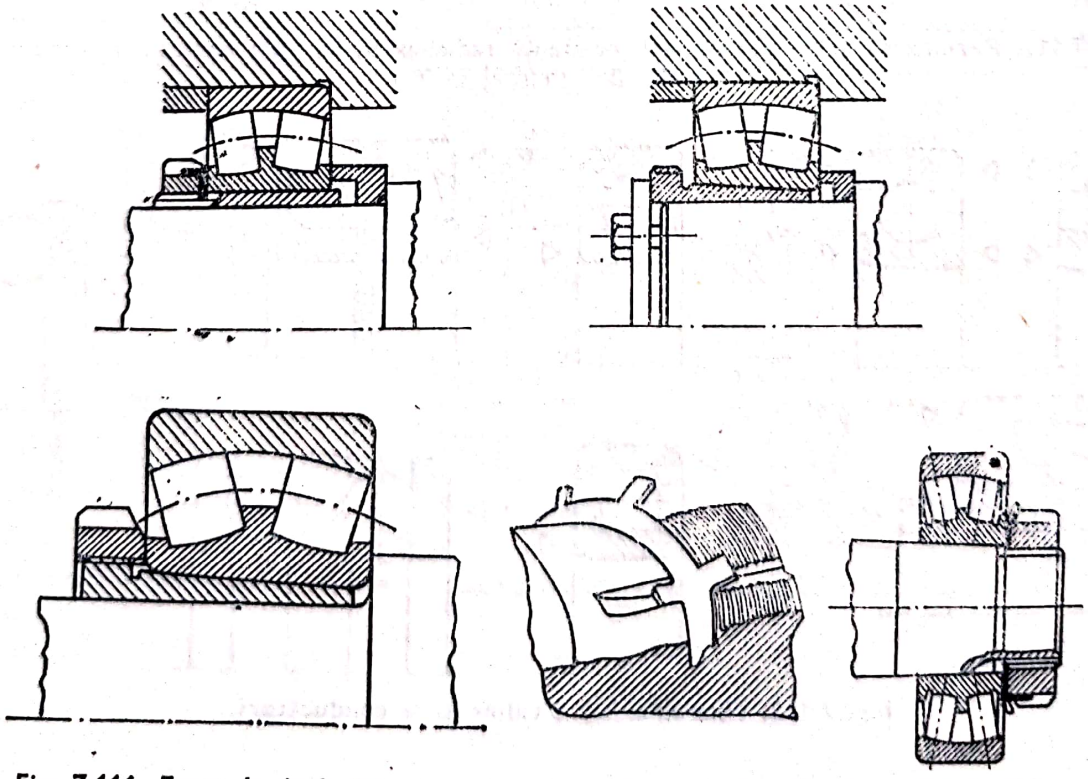


Fig. 7.116. Exemple de fixări axiale ale rulmenților radial-oscilanți cu alezaj conic.

Scanned with OKEN Scanner

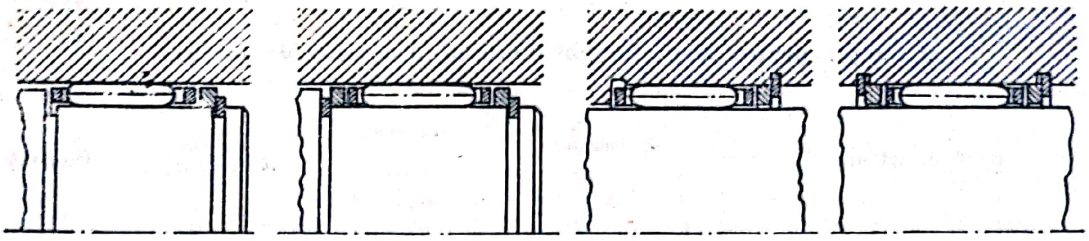


Fig. 7.117. Exemple de fixări axiale ale rulmenților cu ace.

7.8.11. Ungerea rulmenților

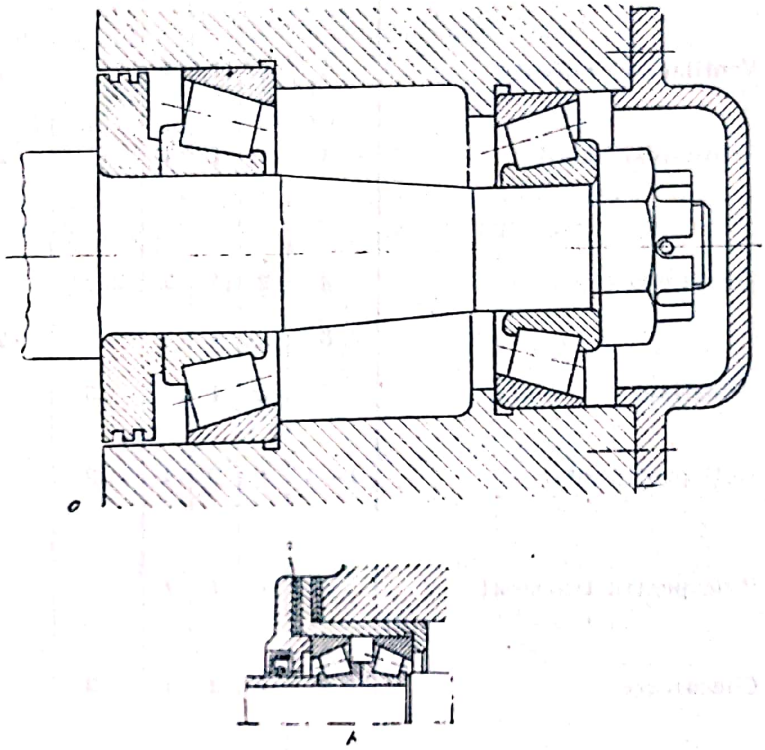


Fig. 7.118. Exemple de fixări axiale ale rulmenților radial-axiali cu role conice: *a* — montaj în O ; *b* — montaj în X.

Prin ungerea rulmenților se urmărește realizarea unui scop principal : micșorarea frecării și protecția anticorozivă și a unui scop suplimentar, uniformizarea repartiției și cedării căldurii, micșorarea în anumite limite a zgomotului, etanșarea. Lubrifianții utilizați sînt uleiurile, unsorile consistente și, în anumite cazuri, lubrifianții solizi (sub formă de aditivi).

Avantajele uleiurilor sînt : stabilitate mai mare, pot fi utilizați într-un domeniu larg de temperaturi ($-55° \ldots +220°$ la uleiuri sintetice); opun o rezistență mai mică la deplasarea corpurilor de rulare și coliviei ; permit înlocuirea lor fără a fi necesară demontarea ansamblului ; fac posibilă dozarea ungerii ; la ungerea cu circulație, asigură transportul căldurii din lagăr. Dezavantaje : etanșare mai dificilă ; necesită uneori instalații de ungere.

Avantajele ungerii cu unsoare consistentă : construcția mai simplă a lagărului ; etanșare mai simplă și mai sigură. Dezavantaje : unsorile au stabilitate mai mică ; dau naștere unor frecări mai mari la deplasarea elementelor mobile.

În tabelul 7.61 sînt date indicații pentru alegerea lubrifianților, precum și intervalele de reungere [123]. Semnificația cifrelor rezultă din tabelele 7.62...7.66 [123]. Pentru sarcină s-a folosit : 1 — sarcină normală ; 2 — sarcină mare (vezi tabelul 7.41). În tabelul 7.67 se dau unsorile consistente pentru rulmenți. În figura 7.119 [59] se dă modul de determinare a viscozității uleiului la 50°C (n_g—turația limită).

Scanned with OKEN Scanner

Tabelul 7.61

Exemple pentru alegerea lubrifiantului. Intervale de reungere

Locul de aplicare	Condiții de exploatare				Lubrifiant		Interval de reungere	Observații
	D	*n*	*P*	*t*	unsoare	ulei		
Construcții de mașini								
Ventilatoare mici	2	1	1	1	3		nu se reunge	
Ventilatoare mijlocii	3	1	1	1	3	2	1—1,5 mii ore	
Ventilatoare mari	4	1	1	1	—	2	3—4 mii ore	
Compresoare	3	2	1	2	2a, 3		0,5—1 mii ore	ungere continuă
	3	2	1	3		2	3 mii ore	
Centrifuge	3	2	1	1	3		0,5—1 mii ore	
Roți pentru cablu	1—3	1	2	1	3		nu se reunge	reungere pentru etanșare
Role pentru transport	2	1	1	1	3		2 ani	
Concasoare	4	1	2	1	3		1—1,5 mii ore	dese completări cu unsoare pentru etanșare
Site vibratoare	3	2	1	2	2a, 3		0,2—0,25 mii ore	
Agitatoare	3—4	1	1	3	3		0,1—0,2 mii ore	
	3—4	1	1	4		4	3—4 mii ore	
Mașini pentru industria hîrtiei:								
— locuri umede	3—4	1	1	1	2a		2—3 luni	
— locuri uscate	3—4	1	1	3		3	6—12 luni	
— rafinor	3—4	1	1	1	2a		6—12 luni	
— calandre	4	1	1	2	2a		2—3 luni	

Scanned with OKEN Scanner

Tabelul 7.61

(continuare I)

Locul de aplicare	Condiții de exploatare				Lubrifiant		Interval de reungere	Observații
	D	*n*	*P*	*t*	unsoare	ulei		
Mașini-unelte								
Axe principale pentru :								
— strunguri, mașini de frezat și găurit	2—4	2	1	1		1a	0,8—1,5 mii ore	
— mașini de rectificat	2	2	1	1	ceață de ulei			
Construcții navale :								
Arborele portelice	3	2	2	3		3	4—5 mii ore	
Linia de arbori	4	1	1	1		2	8—10 mii ore	
Lagărul cîrmei	4	1	1	1	2c, 3		10—15 mii ore	
Autovehicule :								
Roți	2	1	1	1	2a, 2b		30—50 mii km	
Arborele cotit	2	1	1	2		1b, 2	15—20 mii km	
Cutia de viteză	2	1	2	3		2, 3	15—20 mii km	
Ambreiaj	3	2	1	3	2b, 2c, 3		nu se reunge	
Diferențial	2	1	2	2		3	15—20 mii km	
Mașini pentru prelucrarea lemnului :								
Freze verticale	2	1	1	1	2a, 3		0,15—0,2 mii ore	
Freze orizontale	3	2	1	1	2a, 3		0,2—0,3 mii ore	
Mașini de rindelat	3	1	1	1	2a, 3		0,3—0,5 mii ore	
Gatere :								
— arborele principal	3	1	2	2	2a, 2b, 3		2—3 mii ore	
— biela	3	1	2	2	2a, 2b, 3		2—3 mii ore	
Vehicule de cale ferată :								
Cutii de unsoare :								
— vagoneți	3	1	1	1	2a		10—15 mii km	1—2 ani
— tramvaie	3	1	1	1	2a		30—100 mii km	1—2 ani

Scanned with OKEN Scanner

Tabelul 7.61

(continuare II)

Locul de aplicare	Condiții de exploatare				Lubrifiant		Interval de reungere	Observații
	D	*n*	*P*	*t*	unsoare	ulei		
Vagoane :								
— călători și marfă	3	1	1	1	2a		200—400 mii km	3—4 ani
— minereu și zgură	3—4	1	1	1	2a		100—200 mii km	2—3 ani
Automotoare	3	1	1	1—2	2a, 3		200—300 mii km	2—3 ani
Locomotive :								
— trenuri rapide	4	1	1	2—3	2a, 3		300—400 mii km	1—2 ani
— manevră	3—4	1	1	1	2a		40—60 mii km	2—3 ani
— miniere	3	1	1	1	2a		10—20 mii km	1—2 ani
Angrenaje la locomotive	3—4	2	1	3—4	ulei special			cu circulație de ulei
Motoare electrice								
— pentru uz casnic	1	1	1	1	2a		nu se reunge	
— mijlocii de serie	2—3	1	1	1	2a		1—2 mii ore	
— staționare mari	4	1	1	2	3		0,5—1 mii ore	
— de tracțiune	3	2	1	3	2c, 3		200—250 mii km	la turații mari după 100 000 km
Mașini agricole								
— freze pentru prelucrarea solului	2—3	1	2	1	1, 2b, 3		1 mii ore	
— tocătoare de nutreț	2	1	1	1	1, 2b, 3		5 mii ore	

Scanned with OKEN Scanner

Tabelul 7.62

Simbolizarea diametrului exterior al rulmentului în vederea alegerii modului de ungere

Diametrul exterior al rulmentului D (mm)	$\leqslant 20$	22...60	62...240	>240
Simbol	1	2	3	4

Tabelul 7.63

Simbolizarea turației, în vederea alegerii modului de ungere

Turația de regim, n	$n < 0{,}8\ n_g$	$0{,}8\ n_g < n < n_g$	$n > n_g$
Simbol	1	2	3
Observații: n_g — turația limită la ungerea cu unsoare			

Tabelul 7.64

Simbolizarea domeniului de temperaturi în vederea alegerii modului de ungere

Domeniul de temperaturi	0...50 °C	50°...80 °C	80...120 °C	>120 °C
Simbol	1	2	3	4

Tabelul 7.65

Simbolizarea viscozității uleiurilor pentru diferite temperaturi de exploatare

Simbol	Temperatura de exploatare °C	Viscozitatea recomandată °E	
1 a	$t < +50$	1,5...4,5	(la 20°C)
1 b		2 ...8	(la 50°C)
2	$50 \leqslant t < 80$	5 ...10	(la 50°C)
3	$80 \leqslant t < 120$	> 10	(la 50°C)
4	$120 \leqslant t < 150$	≈ 30	(la 50°C)

Tabelul 7.66

Simbolizarea unsorii pentru rulmenți, în vederea precizării modului de ungere

Simbol	Temperatura de utilizare °C	Săpun de bază	Comportarea la apă
1	$-35 < t < +50$	Ca	hidrofug
2a	$-30 < t < +80$	Na	instabil
2b	$-35 < t < +120$	Na	instabil
2c	$-35 < t < +120$	Na	instabil
3	$-25 < t < +190$	Li	stabil pînă la 90 °C

Scanned with OKEN Scanner

Unsori consistente pentru rulmenți (STAS 1608-72 și [123])

Tabelul 7.67

Simbol	Baza de saponificare	Caracteristici tehnice	Indicații de utilizare	Utilajul la care se foloseste
RUL 100	Ca	— Punct de picurare, minimum 100 °C — Apă (metoda distilării), maximum 2% — Penetrație la 25°C, în zecimi de mm, 215...255 — Alcalii libere, maximum 0,20% — Cenușă, maximum 2,5 — Rezistă la coroziune; încercare după STAS 8206-68 — Rezistă min. 72 ore la 60°C	Rulmenți cu sarcină și turație mijlocie la temperaturi de 60°C maximum	Mașini agricole inclusiv tractoare, mașini de ridicat, reductoare, lagăre pentru laminoare la rece, gatere și alte mașini în industria lemnului, vagonete linii forestiere, butuci de roți auto, prese pentru brichete cărbuni, compresoare, ventilatoare, motoare electrice de putere mai mare, poduri rulante, axul direcției la vapoare. Se recomandă pentru umplerea nuturilor de etanșare
RUL 145	Na	— Punct de picurare minimum 145°C — Apă (metoda distilării), maximum 0,1% — Penetrație la 25°C, în zecimi de mm, 215...255 — Alcalii libere, maximum 0,20% — Cenușă, maximum 4% — Rezistă la coroziune; încercare după STAS 8206-68 — Rezistă min. 72 ore la 100°C	Rulmenți cu sarcină și turație mijlocie și mare, la temperaturi de lucru de 100°C maximum	Mașini agricole, mașini pentru industria hîrtiei, motoare cu ardere internă, pompe, compresoare, turbogeneratoare, în vehicule pentru căi ferate, cutii de unsoare pentru căi ferate, pentru vagonete de uscare, în industria forestieră, concasoare, motoare electrice și ventilatoare mari
RUL 165	Na	— Punct de picurare, minimum 165°C — Apă (metoda distilării), maximum 0,1% — Penetrație la 25°C, în zecimi de mm 170...210 — Alcalii libere, maximum 0,20% — Cenușă maximum, 4,5% — Rezistă la coroziune; încercare după STAS 8206-68 — Rezistă min. 72 ore la 100°C	Rulmenți cu sarcină mare și turație mijlocie la temperatură de lucru pînă la 120°C maximum	Lagăre pentru laminoare la cald, cărucioare pentru cuptoare de uscat pînă la 120°C, exhaustoare și ventilatoare mari pentru gaze fierbinți, cutie de unsoare pentru căi ferate, motoare electrice de tracțiune, concasoare, mașini pentru industria hîrtiei
RUL S 140	Na + Ca	— Punct de picurare, minimum 140°C — Apă (metoda distilării) maximum 0,15% — Penetrație la 25°C, în zecimi de mm, 215...255 — Penetrație la —20°C, în zecimi de mm, min. 80 — Alcalii libere, maximum 0,20% — Cenușă maximum, 3% — Rezistă la coroziune; încercare după STAS 8206-68 — Rezistă min. 72 ore la 100°C	Rulmenți cu sarcină și turație mijlocie și temperatură de lucru pînă la maximum 80°C	Lagăre pentru tractoare, inaccesibile pentru stropii de apă, la roțile tramvaielor și troleibuzelor

Scanned with OKEN Scanner

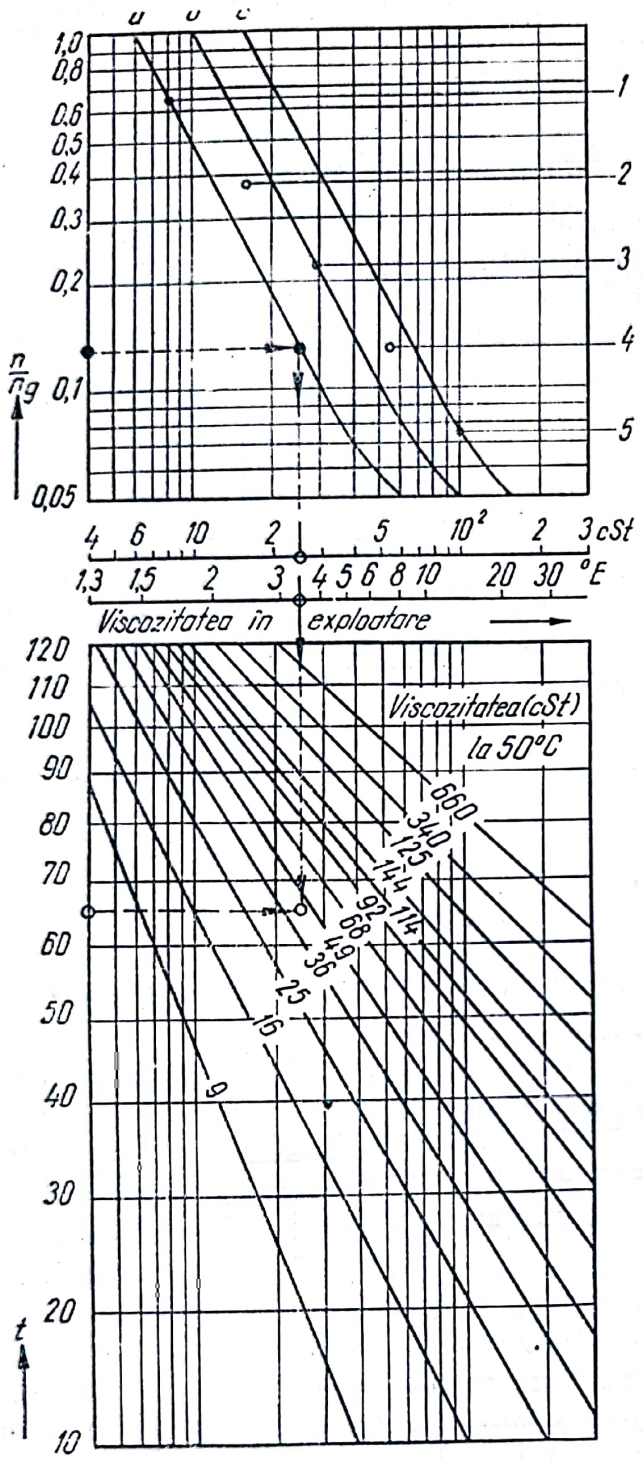


Fig. 7.119. Diagramă pentru determinarea viscozității uleiului: *1* — rulmenți cu role cilindrice, sarcină radială; *2* — rulmenți radiali cu bile pe un rînd, rulmenți radial-axiali cu bile, rulmenți oscilanți cu bile. Curba *a* la sarcină radială, curba *b* la sarcină axială; *3* — rulmenți cu patru puncte de contact; *4* — rulmenți cu role conice, rulmenți oscilanți cu role, curba *b* la sarcină radială, curba *c* la sarcină axială; *5* — rulmenți axiali cu bile, rulmenți axial-oscilanți cu role, rulmenți axiali cu role.

Sistemele de ungere cu ulei sînt următoarele:

a) Ungere în baie de ulei (fig. 7.120) — la turații mici și sarcini mari. Corpul de rulare nu trebuie să intre în baie decît pînă la nivelul centrului său.

b) Ungerea prin stropire (fig. 7.121)—şaiba, care trece prin baia de ulei, asigură accesul uleiului la rulment. La angrenaje închise (la reductoare), roțile dințate proiectează uleiul pe pereții carcasei, de unde acesta se scurge în rulmenți.

c) Ungerea cu circulație de ulei (fig. 7.122) — asigură o răcire mai eficientă a lagărului.

d) Ungerea prin injecție de ulei (fig. 7.123) — la turații ridicate. Uleiul este

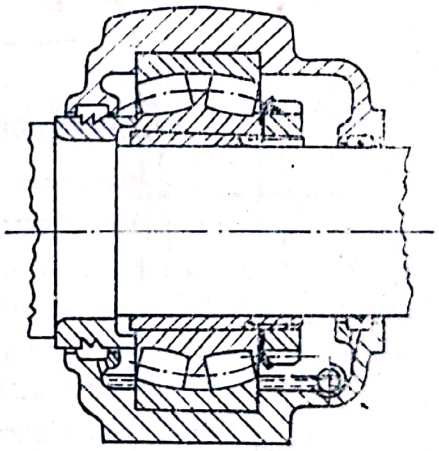


Fig. 7.120. Ungerea în baie de ulei.

Scanned with OKEN Scanner

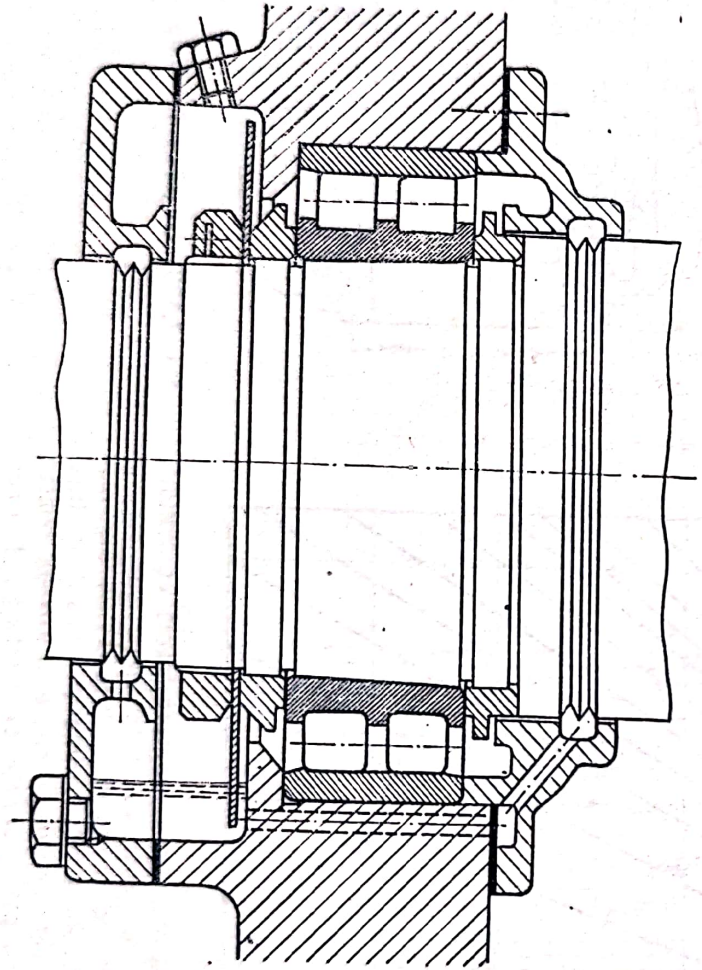


Fig. 7.121. Ungerea prin stropire.

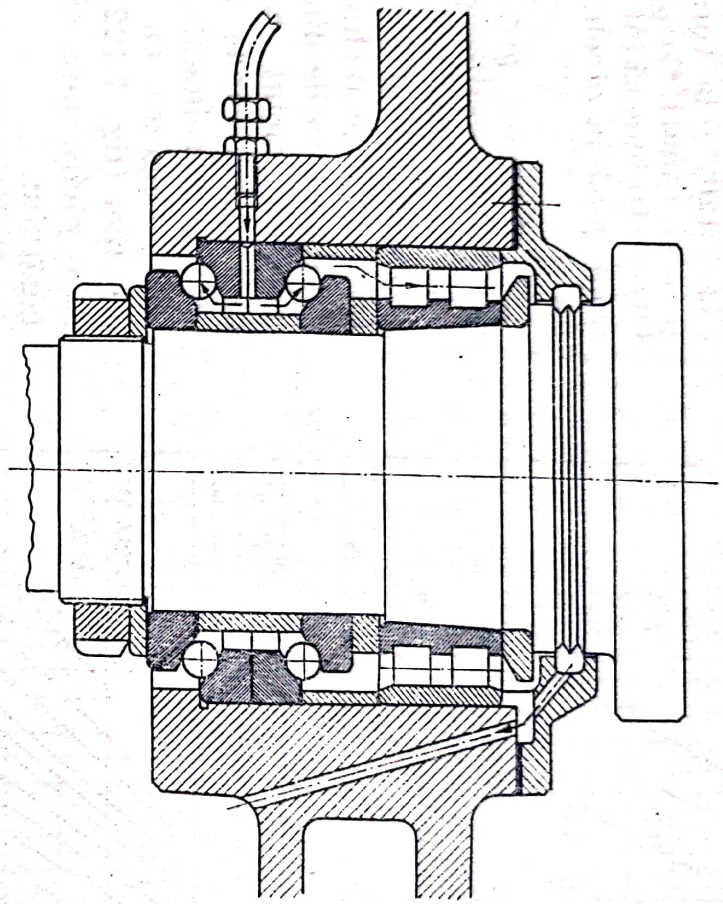


Fig. 7.122. Ungerea cu circulație de ulei.

Scanned with OKEN Scanner

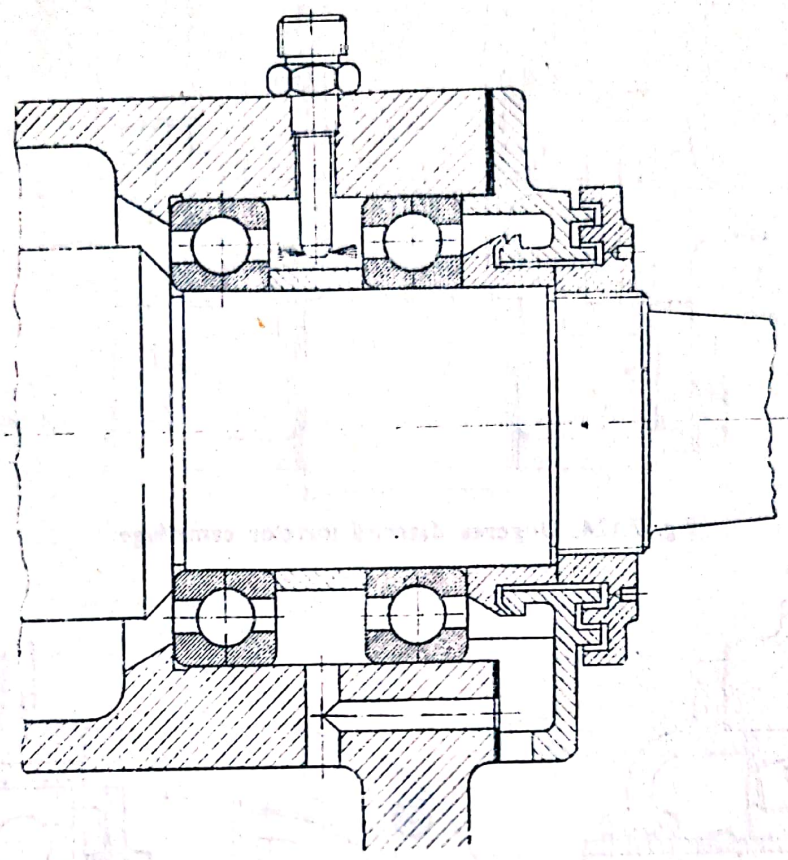


Fig. 7.123. Ungerea prin injecție de ulei.

injectat cu presiune mare printr-o diuză, asigurînd răcirea eficientă a lagărului.

e) Ungere datorită forțelor centrifuge (fig. 7.124).

f) Ungere prin picurare (uleiul este transportat prin capilaritate, de către un fitil, la locul de ungere).

Sisteme de alimentare cu unsori consistente

Dacă intervalul de ungere de completare este mai scurt decît intervalul pînă la reparația planificată, lagărul trebuie prevăzut cu un dispozitiv de ungere. Acesta trebuie construit astfel încît unsoarea proaspătă să ajungă efectiv în rulment și să expulzeze unsoarea veche din rulment. În figura 7.125, capacul din partea de introducere a unsorii este prevăzut cu mai multe nervuri, care împiedică rotirea unsorii odată cu rulmentul și obligă intrarea ei în rulment. La partea opusă spațiul este suficient de mare pentru depozitarea unsorii vechi. La completări frecvente (de exemplu, în cazul pericolului pătrunderii prafului sau apei), unsoarea veche trebuie îndepărtată. Pentru aceasta se utilizează o construcție numită „regulatorul cantității de unsoare" (fig. 7.126). Dimensiunile acestuia sînt : $d_1 \geq (d + D)/2$; $D_1 \approx (1{,}1 \ldots 1{,}2)\, d_1$; $B_1 \approx 0{,}5\, D_1$; $a \approx 0{,}1\, D_1$; $a_1 \geq 1$ mm. Unsori consistente pentru rulmenți sînt prevăzute în STAS 1608-72, STAS 9874-74.

Scanned with OKEN Scanner

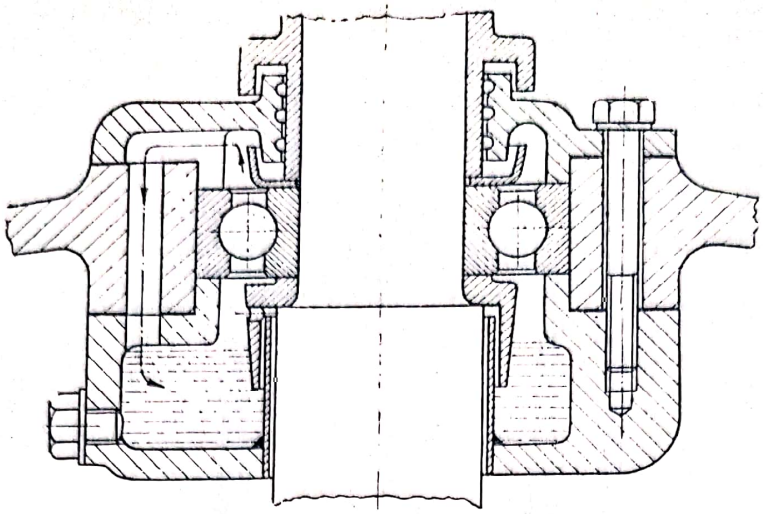


Fig. 7.124. Ungerea datorită forţelor centrifuge.

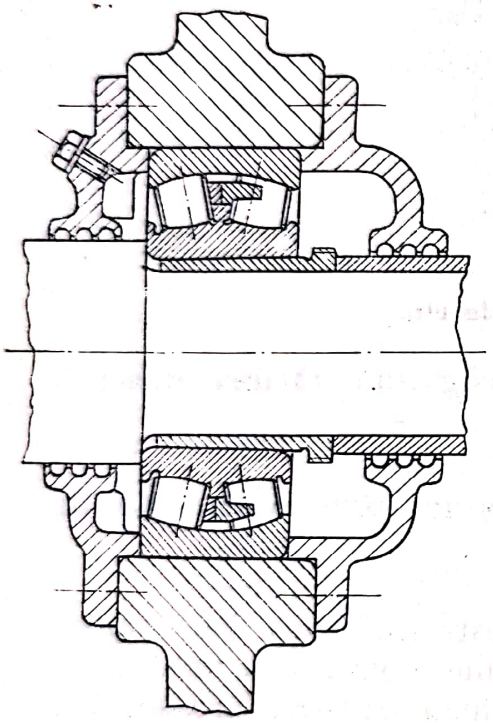


Fig. 7.125. Construcţia lagărului la ungerea cu unsoare consistentă.

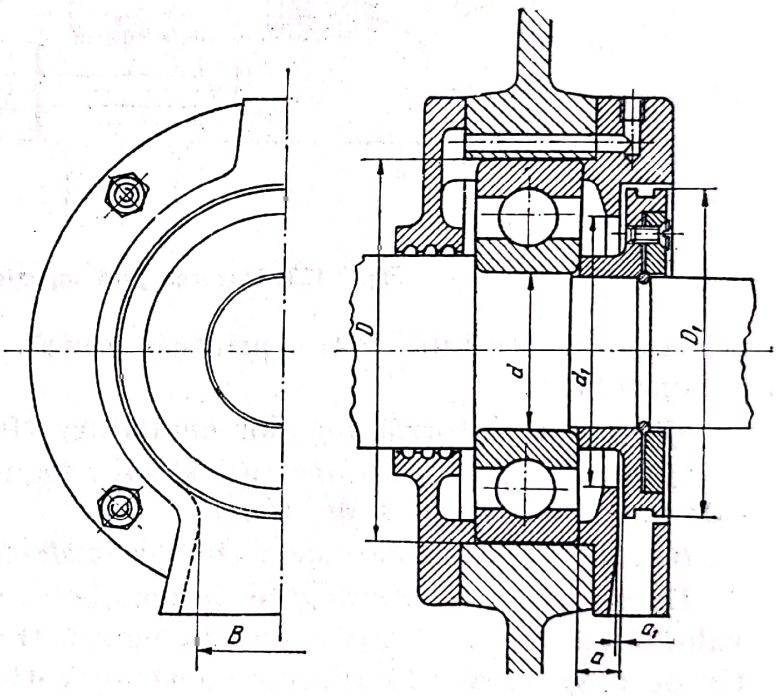


Fig. 7.126. Lagăr cu regulator al cantităţii de unsoare.

7.8.12. Etanşarea rulmenţilor

Etanşarea rulmenţilor are ca obiective: a) împiedicarea scurgerii lubrifiantului din carcasă şi b) împiedicarea pătrunderii în rulment a impurităţilor, apei, gazelor, prafului, acizilor etc. Prin pătrunderea acestora se produce degradarea proprietăţilor de ungere ale lubrifianţilor, corodarea elementelor rulmentului, deteriorarea căilor de rulare, deci scoaterea rapidă din uz a rulmentului. Ieşirea lubrifiantului din rulment

Scanned with OKEN Scanner

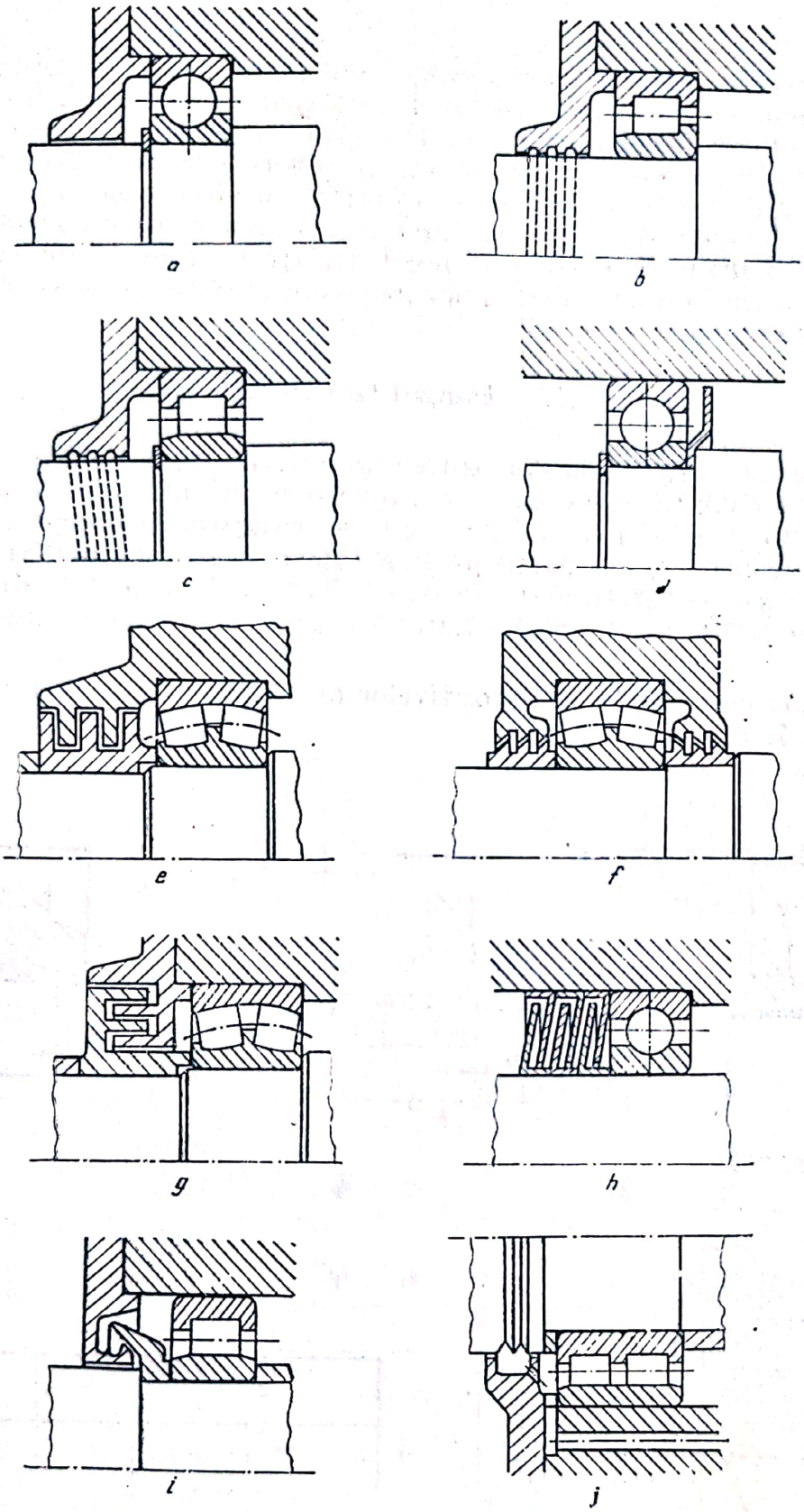


Fig. 7.127. Dispozitive de etanşare fără contact : *a* — etanşare cu fantă simplă ; *b* — etanşare simplă cu canale circulare ; *c* — etanşare simplă cu canale elicoidale ; *d* — etanşare cu şaibă de reţinere; e —etanşare cu labirint radial ; *f* — etanşare cu fante oblice ; *g* — etanşare cu labirint axial ; *h* — etanşare cu labirint cu lamele Z ; *i* — etanşare cu inele de centrifugare ; *j* — etanşare cu inele de centrifugare.

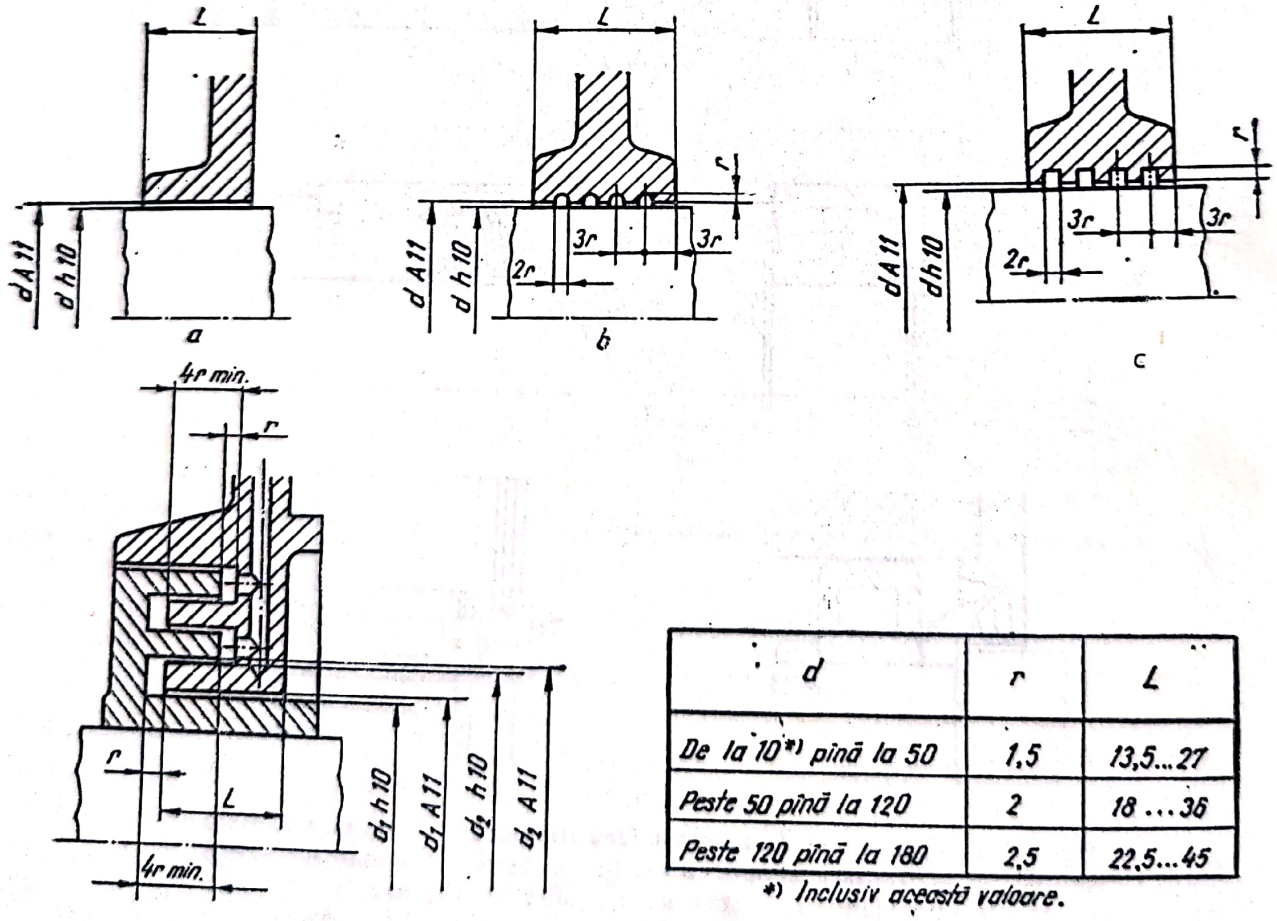
Scanned with OKEN Scanner

poate provoca, uneori, funcționarea necorespunzătoare a unor organe (de exemplu, prin pătrunderea lui în cuplajele cu fricțiune, uscate, sau între elementele frînelor care lucrează prin fricțiune). La alegerea unei soluții optime pentru etanșare se au în vedere următorii factori : tipul lubrifiantului, viteza periferică a arborelui, poziția arborelui (vertical, orizontal), temperatura, spațiul disponibil, starea mediului înconjurător, aspectul economic. Etanșarea se poate realiza în două moduri : a) fără contact ; b) cu contact. Prin utilizarea simultană a acestora rezultă o etanșare combinată.

7.8.12.1. Etanșări fără contact

Efectul de etanșare, la dispozitive de etanșare fără contact, se realizează prin existența uneia sau a mai multor fante între piesele în rotație și cele staționare, sau prin inelele de centrifugare. Deoarece nu există frecare între piesele care participă la etanșare, aceste dispozitive se utilizează cu succes la turații mari. În figura 7.127 sînt prezentate dispozitive de etanșare fără contact (STAS 7297-71), iar în figura 7.128 dimensiunile acestora.

Exemple de utilizare a dispozitivelor de etanșare fără contact se dau în tabelul 7.68 [21].

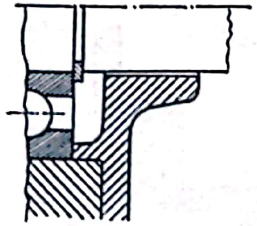
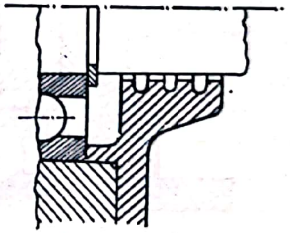
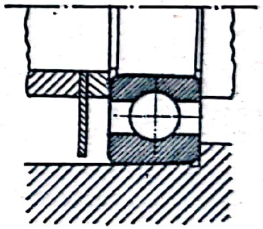
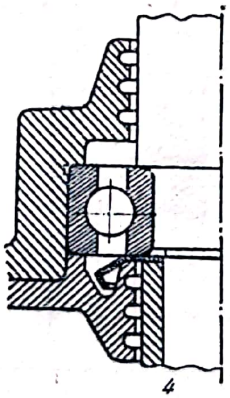
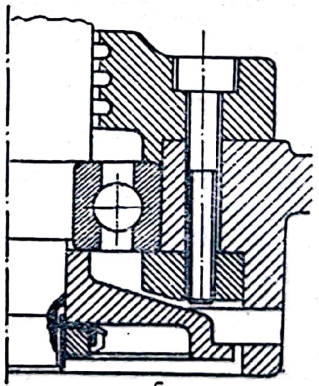
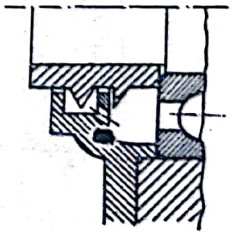


d	r	L
De la 10*) pînă la 50	1,5	13,5...27
Peste 50 pînă la 120	2	18 ... 36
Peste 120 pînă la 180	2,5	22,5...45

*) Inclusiv această valoare.

Fig. 7.128. Dimensiuni pentru dispozitivele de etanșare fără contact.

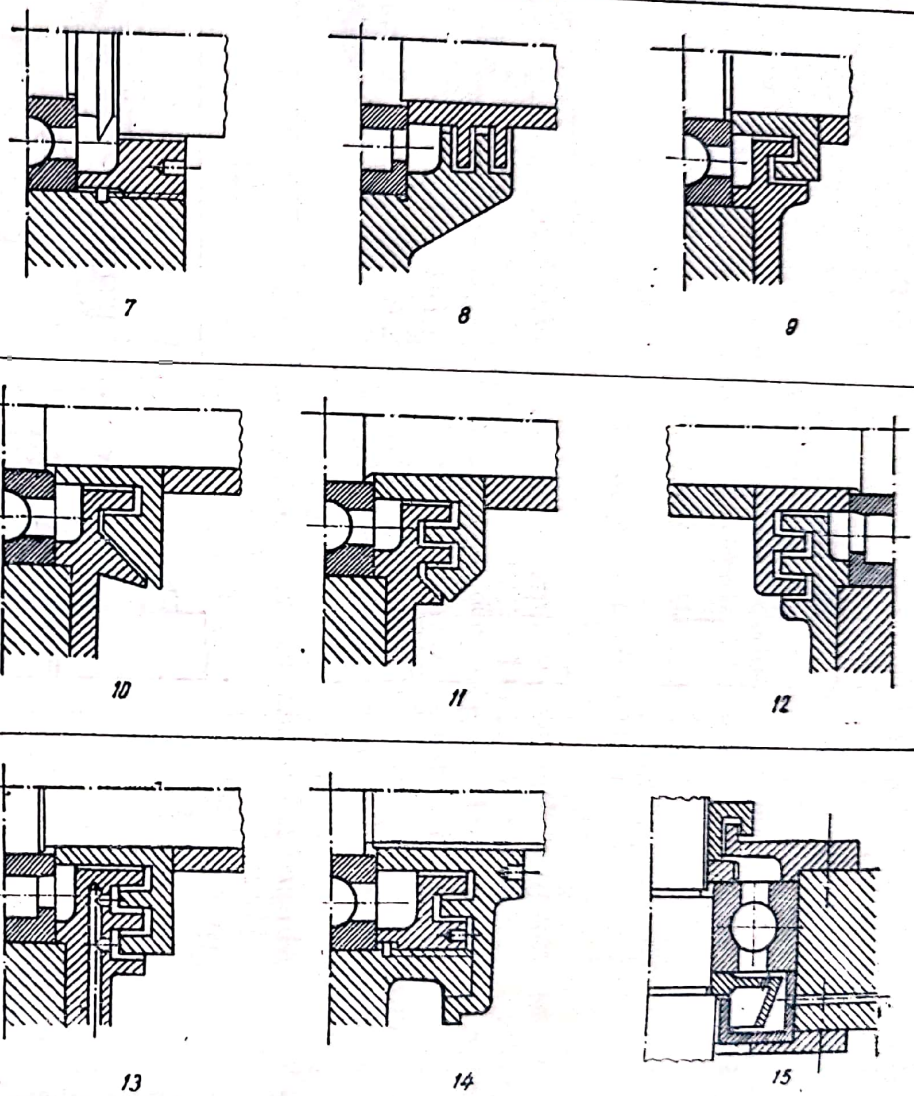
Exemple de etanşare fără contact *Tabelul 7.68*

Influenţe														
exterioare							*interioare*				*altele*			
impurităţi solide				apă			lubrifiant							
a neînsemnate	b moderat	c multe	d foarte multe	e picături	f prin stropire	g sub presiune	h ulei, baie	i ulei, prin stropire	j ulei, cu circulaţie	k unsoare	l temperatură	m turaţie înaltă	n figura	Soluţii constructive
●								●		●		●	1	
●				●				●		●		●	2	
●							●	●				●	3	
●				●						●		●	4	
	●			●						●	●		5	
●				●			●					●	6	

Scanned with OKEN Scanner

Tabelul 7.68 (continuare)

a	b	c	d	e	f	g	h	i	j	k	l	m	n
	●				●			●	●		●	●	7
				●		●				●		●	8
		●			●				●			●	9
	●				●					●		●	10
			●			●				●		●	11
			●		●					●		●	12
			●			●				●	●	●	13
	●				●					●	●		14
	●				●				●			●	15



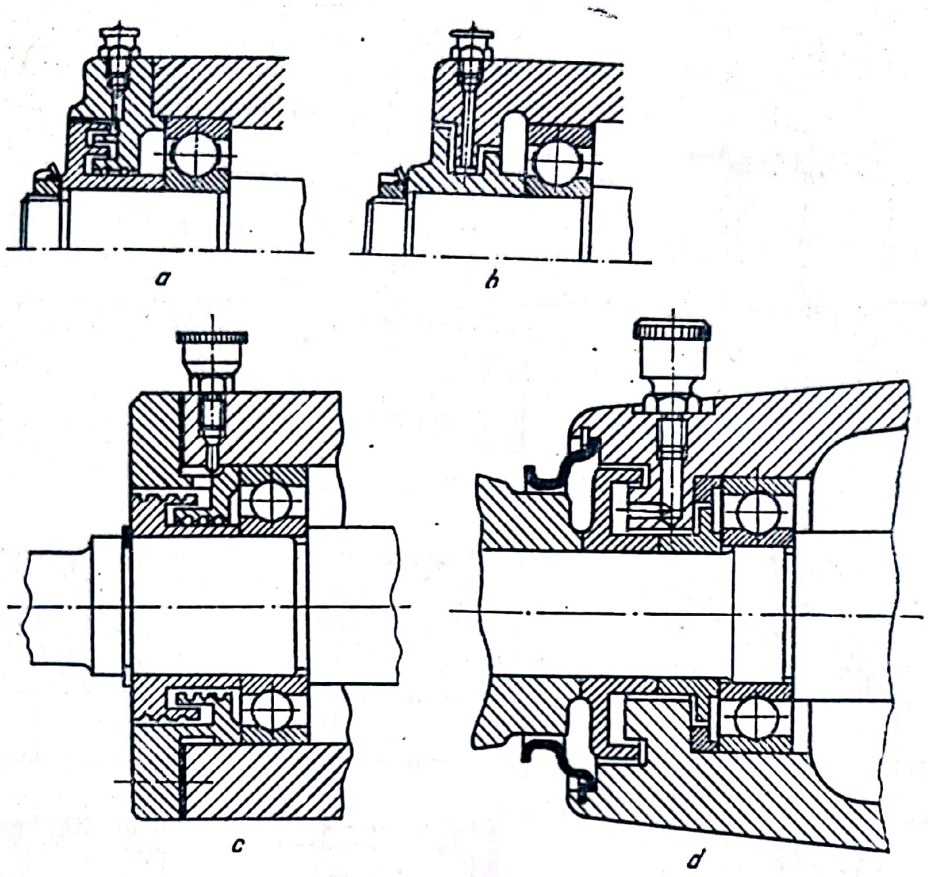


Fig. 7.129. Umplerea cu unsoare a dispozitivelor de etanşare fără contact: *a, b* — etanşare cu labirint; *c, d* — etanşări fără contact, combinate.

Fantele, canalele şi labirinţii trebuie umpluţi cu unsoare (fig. 7.129). Pentru ca inelele de centrifugare să fie eficiente, viteza periferică trebuie să aibă o valoare $v \geqslant 5$ m/s.

7.8.12.2. Etanşări cu contact

Etanşarea se realizează prin contactul elastic al elementelor de etanşare pe suprafaţa de etanşare. La alegerea unei anumite soluţii se ţine seama de: temperatură, presiunea din interiorul incintei etanşate, viteza periferică a arborelui, lubrifiantul utilizat. Ca materiale pentru etanşare se utilizează cauciucul, pîsla, azbestul, grafitul, masele plastice, pielea.

Etanşarea cu inele de pîslă (STAS 6577-70) este simplă, ieftină, eficace la ungerea cu unsoare. Se poatè utiliza la viteze periferice $v < 7$ m/s şi temperaturi $t < 90°C$. Rugozitatea arborelui este $R_a = 0{,}4$ μm, iar duritatea suprafeţei de contact este 45 HRC. Exemple de etanşări cu inele de pîslă se dau în figura 7.130.

Dimensiunile canalelor se dau în STAS 6577-70.

Etanşarea cu manşete de rotaţie cu buză de etanşare (STAS 7950/2-72), executate din cauciuc rezistent la uleiuri se poate utiliza pentru lagăre unse atît cu unsori cît şi cu uleiuri, la viteze periferice pînă la 10...15 m/s. În figura 7.131 sînt prezentate soluţii de etanşări cu manşete.

Scanned with OKEN Scanner

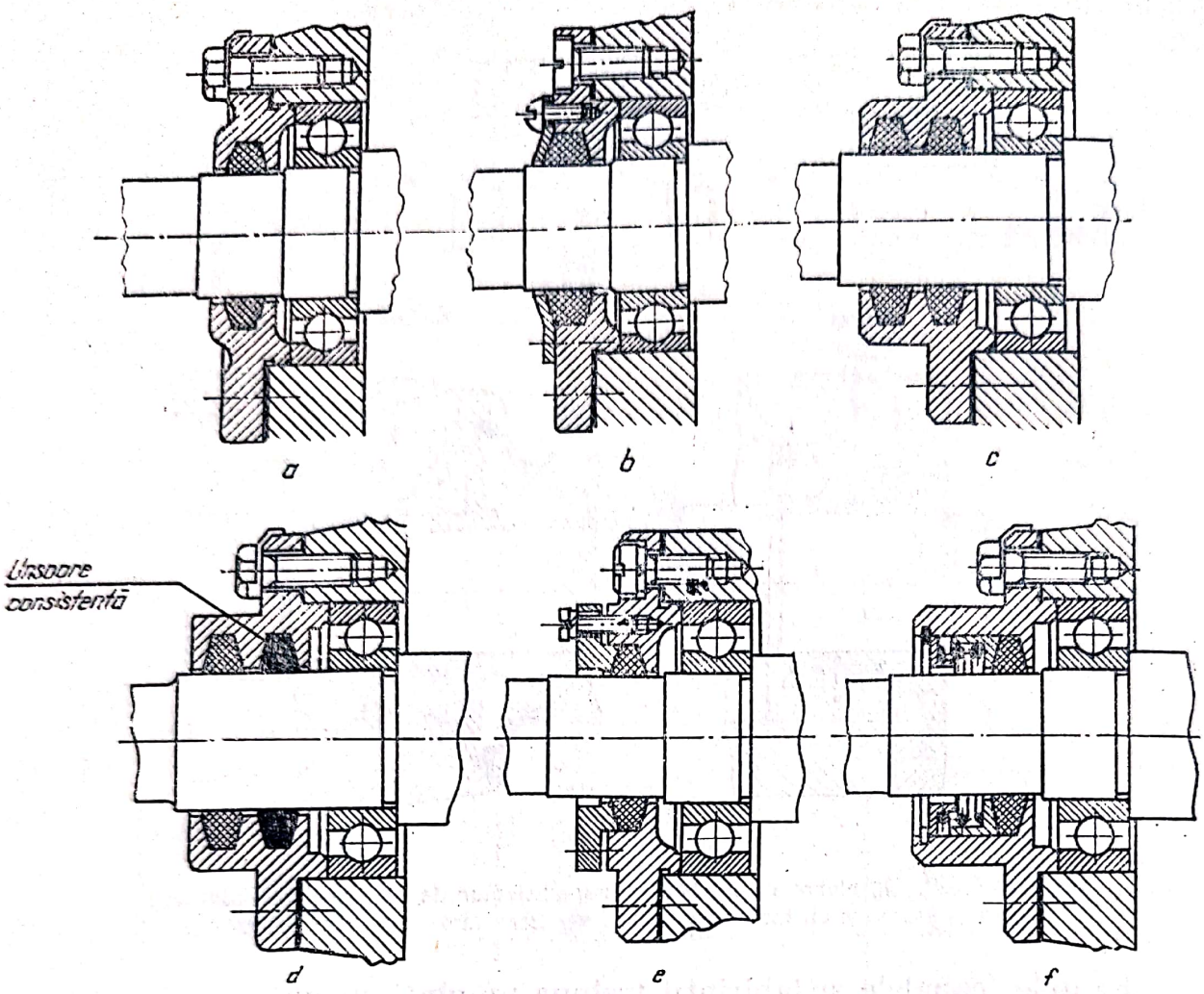


Fig. 7.130. Etanșări cu inele de pîslă: *a, b* — cu un inel de pîslă ; *c* — cu două inele ; *d* — cu un canal suplimentar umplut cu unsoare consistentă ; *e, f* — cu posibilități de menținere a valorii forței de strîngere.

Manșetele se execută în două forme : forma *A* (fig. 7.131, *a, b*) și forma *B* (cu buză auxiliară contra prafului, fig. 7.131, *c*). În tabelul 7.69 se dau

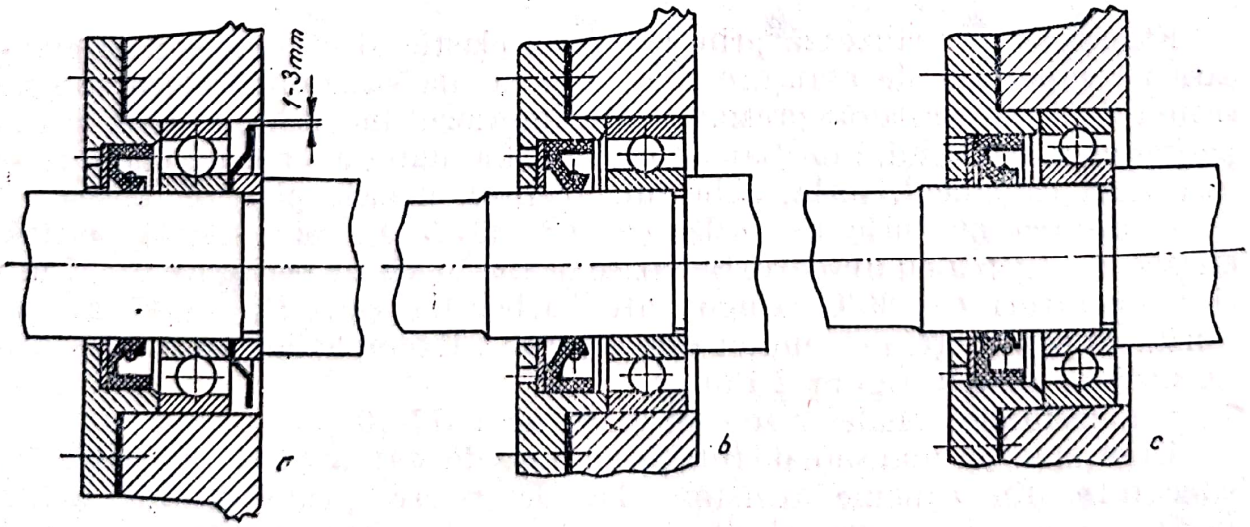


Fig. 7.131. Etanșări cu manșete de rotație: *a, b* — manșetă cu o buză (tip A) ; *c* — manșetă cu buză auxiliară (tip B).

Scanned with OKEN Scanner

exemple de utilizare a dispozitivelor de etanşare cu contact [21]. Pe porţiunea de etanşare, arborele trebuie să fie rectificat.

Exemple de etanşări combinate apar în cadrul tabelului 7.69.

Rulmenţii cu autoetanşare (fig. 7.132) se realizează în două tipuri constructive : rulmenţi protejaţi (fig. 7.132, *a*) şi rulmenţi etanşaţi (fig. 7.132, *b*). Protejarea se realizează cu inele din tablă (fără contact), iar etanşarea — cu inele executate din materiale elastice (ex : cauciuc) (cu contact).

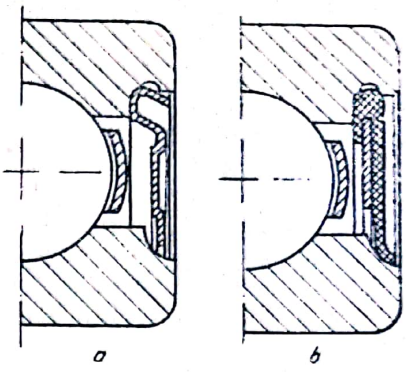


Fig. 7.132. Rulmenţi cu autoetanşare : *a* — protejaţi ; *b* — etanşaţi.

7.8.13. Montarea şi demontarea rulmenţilor

Montarea rulmenţilor este o operaţie foarte importantă, de care depinde funcţionarea corectă, precizia, dar mai ales, durata de utilizare a ansamblului. Rulmenţii se pot monta prin batere sau prin presare. La montarea prin batere, lovirea directă pe inele, colivie sau corpuri nu se admite, pentru a nu deteriora rulmentul. Forţa de batere (sau de presare) se aplică inelului cu ajustaj mai strîns. Pentru ca forţa de batere să acţioneze centric, se utilizează o bucşă intermediară (fig. 7.133, 7.134). Bucşa poate acţiona asupra unui inel, sau asupra ambelor inele simultan (fig. 7.135 ; 7.136).

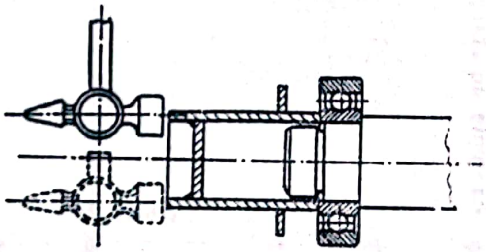


Fig. 7.133. Montarea rulmentului cu ajutorul bucşei intermediare.

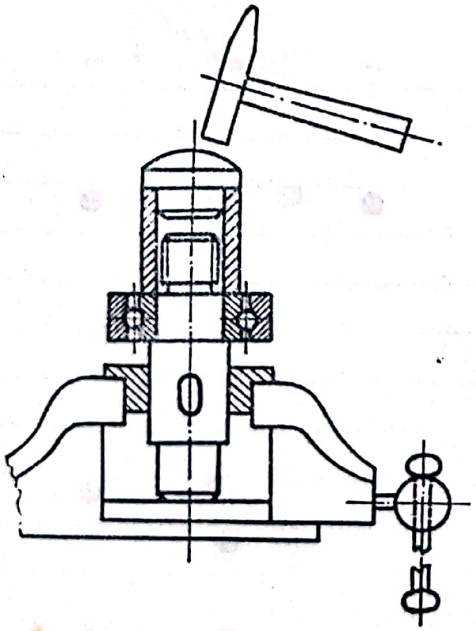


Fig. 7.134. Montarea rulmentului cu ajutorul bucşei intermediare.

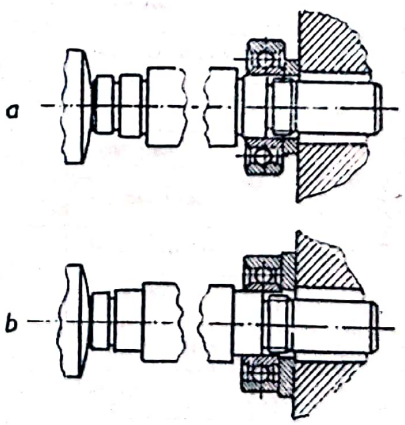
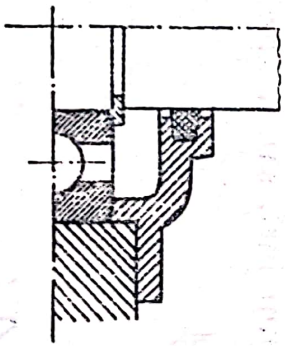
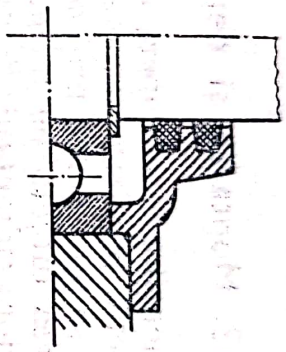
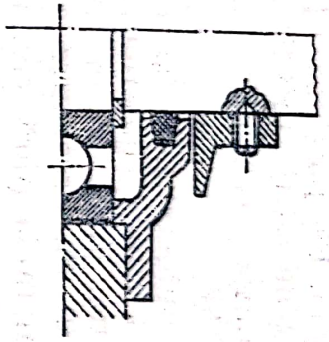


Fig. 7.135. Montarea rulmentului cu ajutorul unei bucşe : *a* — prin acţionarea unui inel ; *b* — prin acţionarea ambelor inele.

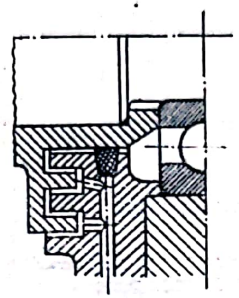
Scanned with OKEN Scanner

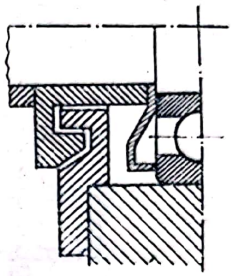
Exemple de etanşare cu contact *Tabelul 7.69*

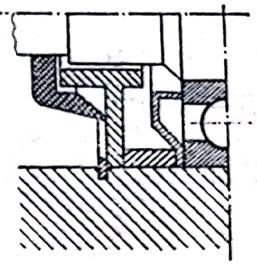
Influente														Soluţii constructive
exterioare							*interioare*				*altele*			
impurităţi solide				apă			lubrifiant							
neinsemnate	moderat	multe	foarte multe	picături	prin stropire	cu presiune	ulei, băi	ulei, prin stropire	ulei, cu circulaţie	unsoare	temperatură	turaţie înaltă	figura	
a	b	c	d	e	f	g	h	i	j	k	l	m	n	
●										●			1	
	●		●							●			2	
	●			●						●			3	

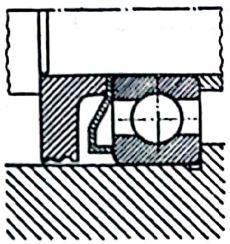
1 2 3

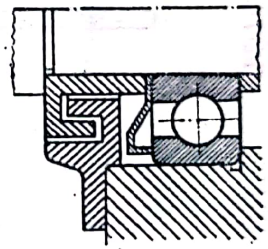
a	b	c	d	e	f	g	h	i	j	k	l	m	n
		●				●				●			4
				●		●				●	●		5
			●			●				●			6
		●		●						●	●		7
		●			●						●	●	8
			●			●		●		●		●	9
		●				●			●	●	●	●	10
			●			●			●	●	●	●	11
			●		●	●		●		●	●	●	12

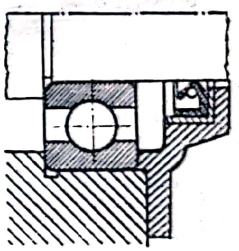

4

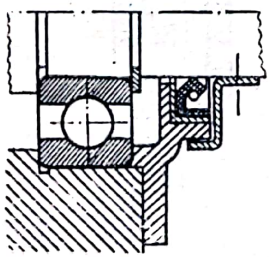

5

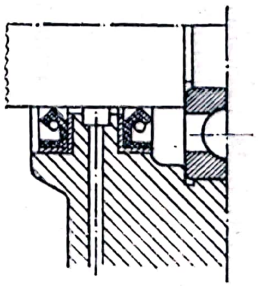

6

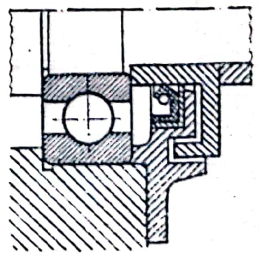

7


8


9


10


11


12

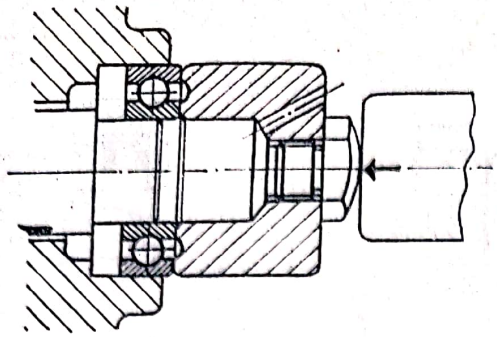


Fig. 7.136. Montarea rulmentului cu ajutorul unei bucșe.

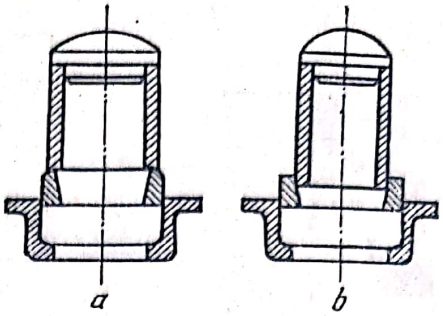


Fig. 7.137. Dimensiunile radiale ale bucșei: *a* — corect ; *b* — incorect.

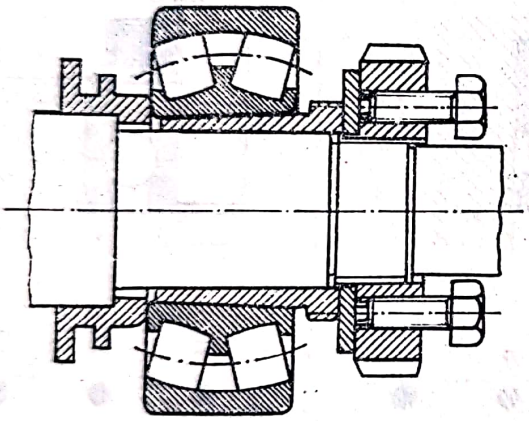


Fig. 7.138. Montarea unui rulment cu alezaj conic.

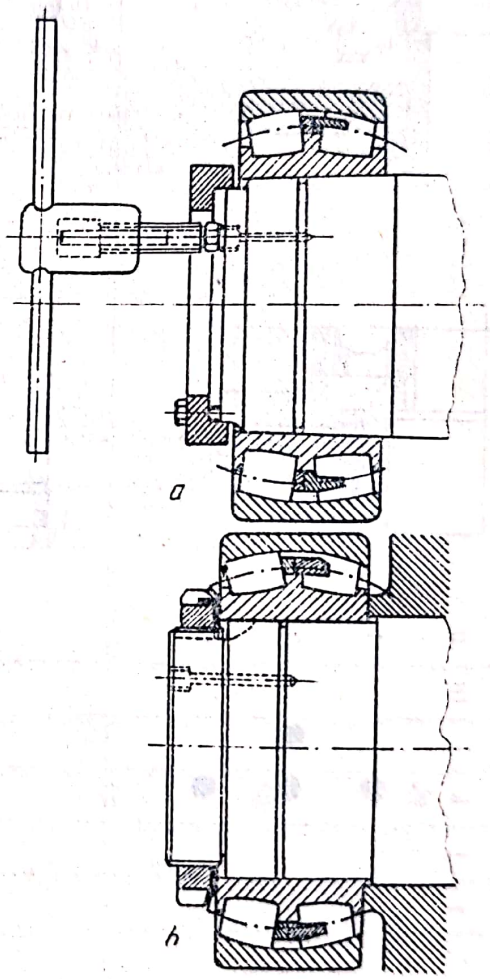


Fig. 7.139. Facilitarea montării prin introducerea uleiului sub presiune la nivelul alezajului.

La construcția din figura 7.136 orificiul din bucșă permite ieșirea aerului. Bucșa trebuie să aibă dimensiuni corespunzătoare (fig. 7.137, *a*) pentru a nu deteriora calea de rulare (fig. 7.137, *b*). În figura 7.138 se prezintă montarea unui rulment cu alezaj conic, pe bucșă. Montarea se poate ușura dacă se introduce ulei sub presiune la nivelul alezajului (fig. 7.139).

Scanned with OKEN Scanner

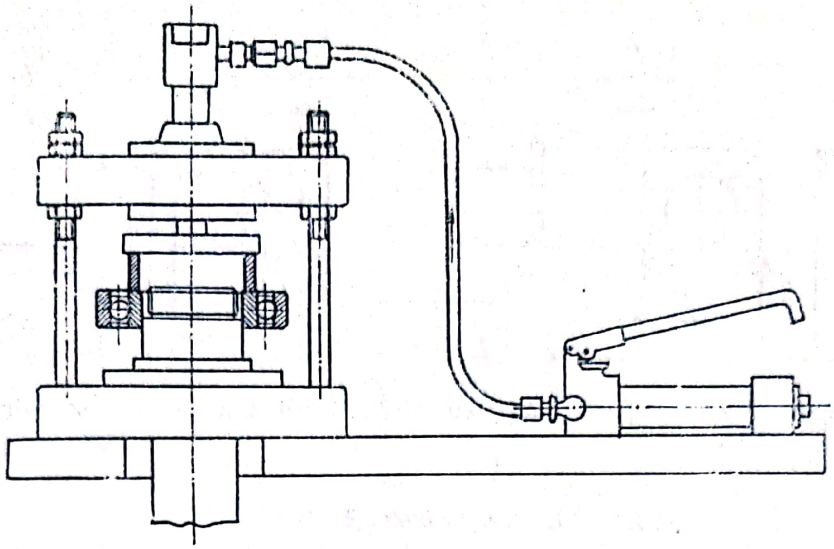


Fig. 7.140. Presă hidraulică pentru montarea rulmenților.

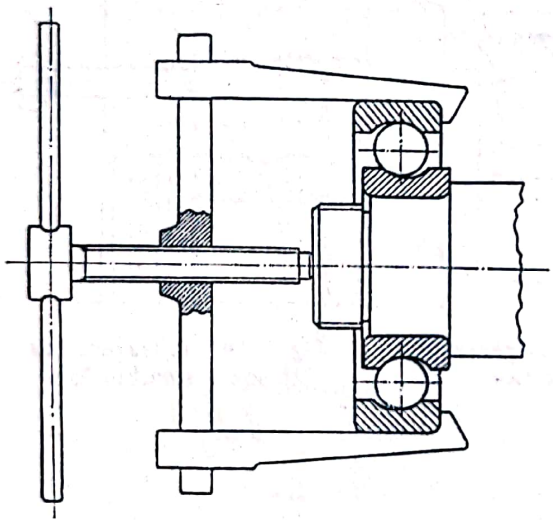


Fig. 7.141. Extragerea incorectă a unui rulment radial.

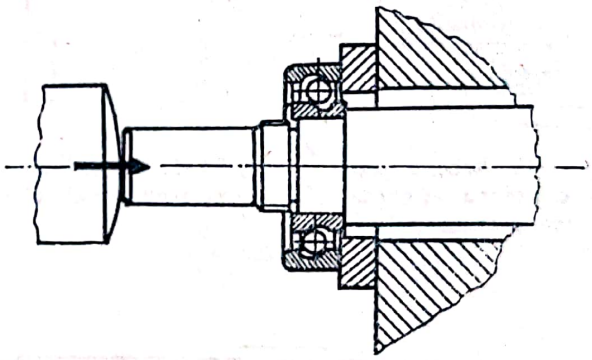


Fig. 7.142. Extragerea incorectă a unui rulment radial.

Cînd sînt necesare forțe mari pentru montarea rulmentului, se utilizează prese (fig. 7.140). Uneori este necesară încălzirea rulmentului în vederea montării. Rulmentul se suspendă în băi de ulei la o temperatură de 80...100°C.

Demontarea rulmenților. Dacă rulmenții trebuie reutilizați după demontare, nu se admite ca forța de depresare să se transmită prin corpurile de rulare (fig. 7.141, 7.142). Rulmenții nedemontabili se extrag mai întîi de pe suprafețele cu ajustaj mai puțin strîns (în general din carcasă, fig. 7.143), iar la rulmenții demontabili se separă mai întîi inelele (fig. 7.144). Pentru a putea extrage inelele se pot prevedea canale în arbore (fig. 7.145), sau în carcasă (fig. 7.146). Rulmentul poate fi expulzat din carcasă cu ajutorul unor șuruburi montate în găuri special prevăzute în carcasă (fig. 7.147). Pentru demontarea rulmenților se utilizează dispozitive de extragere (extractoare). Se întîlnesc construcții foarte variate de extractoare, în

Scanned with OKEN Scanner

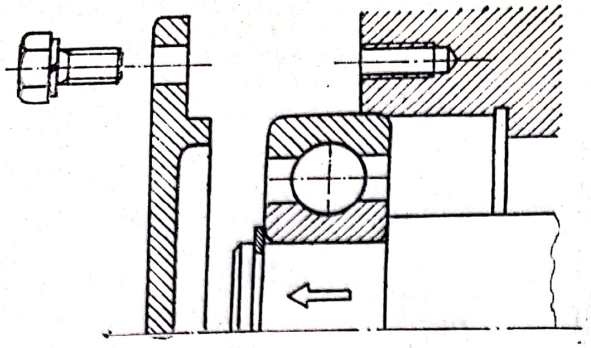


Fig. 7.143. Extragerea unui rulment radial cu bile.

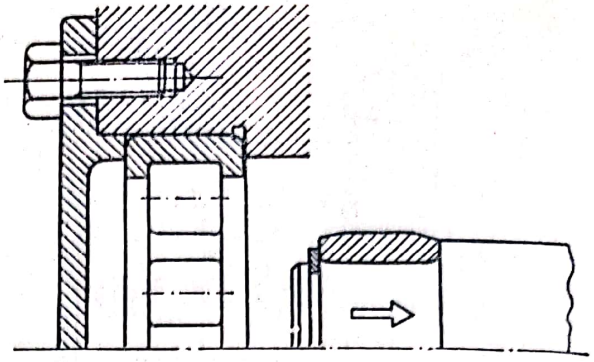


Fig. 7.144. Extragerea unui rulment radial cu role.

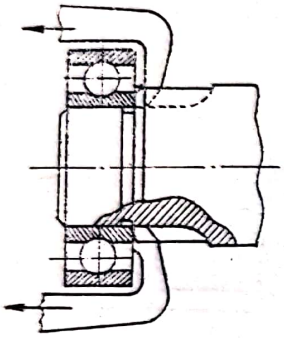


Fig. 7.145. Arbore cu canale pentru asigurarea extragerii.

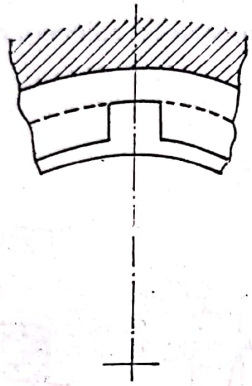
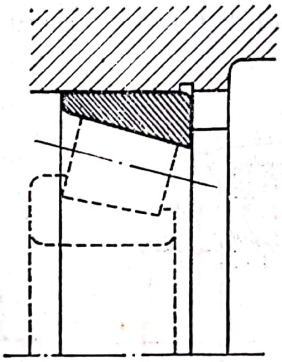


Fig. 7.146. Carcasă cu canal pentru extragerea inelului exterior.



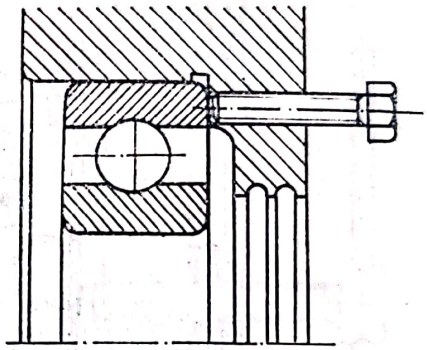


Fig. 7.147. Extragere cu ajutorul șuruburilor.

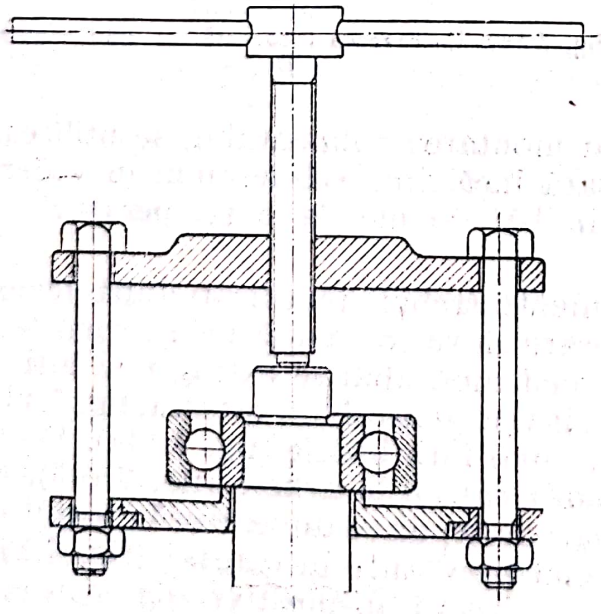


Fig. 7.148. Extractor cu placă.

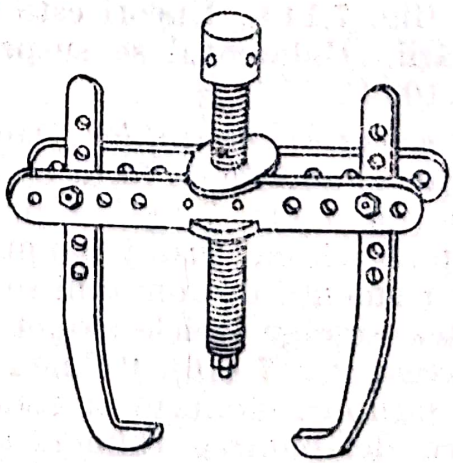


Fig. 7.149. Extractor cu două gheare.

Scanned with OKEN Scanner

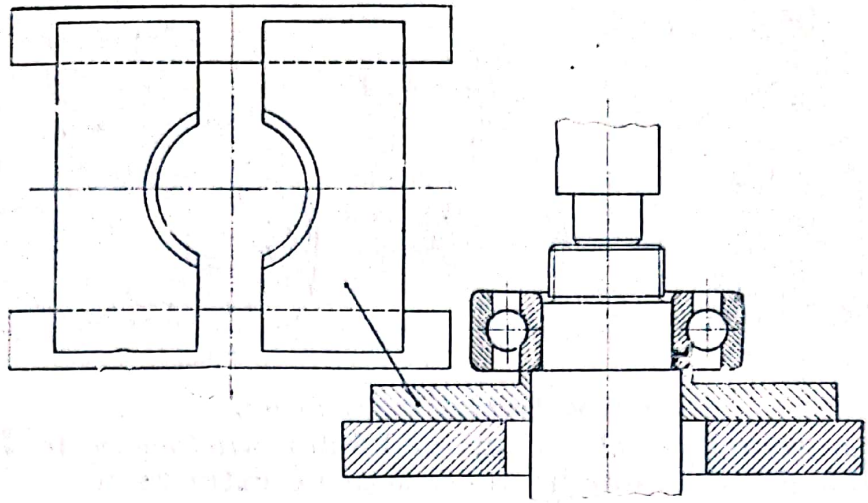


Fig. 7.150. Extractor cu plăci reglabile.

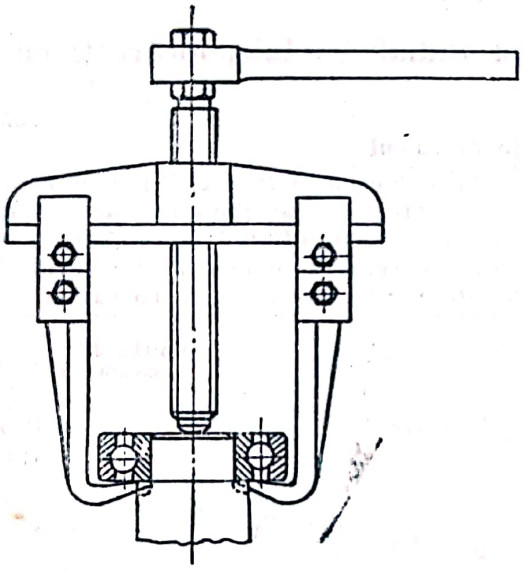


Fig. 7.151. Extractor cu brațe glisante.

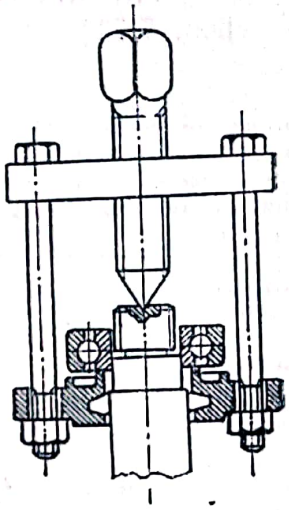


Fig. 7.152. Extractor.

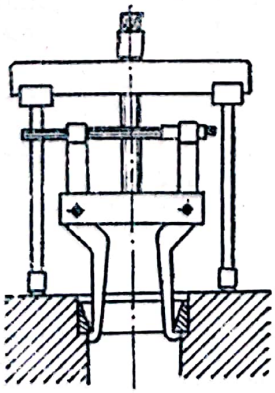


Fig. 7.153. Extractor pentru inele exterioare.

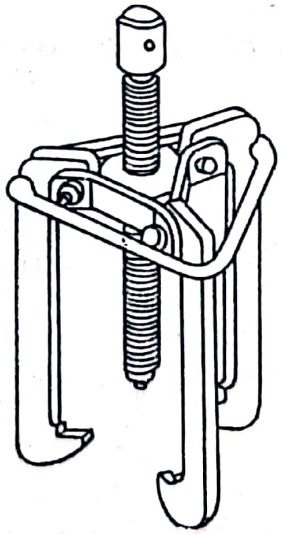


Fig. 7.154. Extractor cu trei gheare.

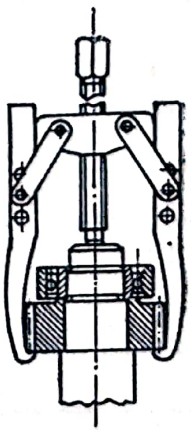


Fig. 7.155. Extractor cu două gheare.

Scanned with OKEN Scanner

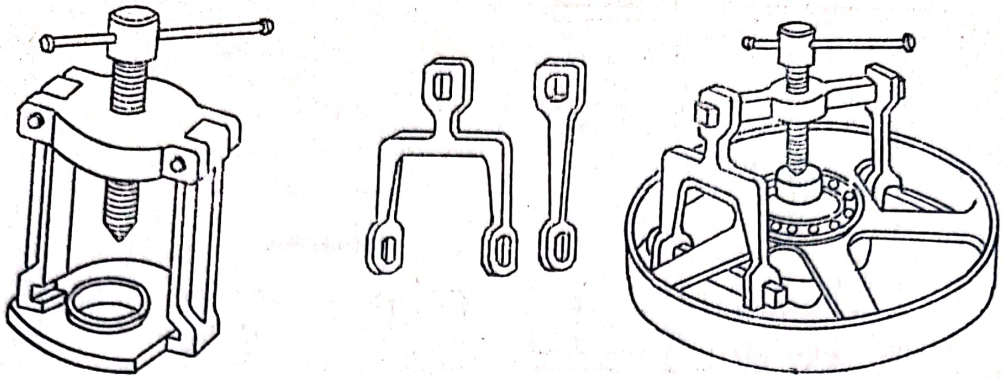


Fig. 7.156. Extractor cu destinație specială.

funcție de poziția rulmentului în ansamblul din care face parte. În figurile 7.148...7.156 sînt date diferite construcții de extractoare.

EXEMPLE DE CALCUL

Exemplul 1. Calculul rulmenților radiali cu bile, încărcați cu sarcini radiale (tab. 7.70).

Exemplul 2. Calculul rulmenților radiali cu bile, încărcați cu sarcini combinate (tab. 7.71).

Tabelul 7.70

Exemplu de calcul

Tema: Rulmentul radial cu bile, care reazemă arborele cu melc (fig. 7.100, rulmentul din dreapta) este încărcat de către reacțiunea $F_r = 300$ daN, calculată pe baza momentului nominal de transmis. Turația arborelui este $n = 1\,200$ rot/min. Durabilitatea impusă: $L_h = 20\,000$ ore (tabelul 7.36, pentru reductor). Se cere să se aleagă rulmentul. Temperatura de funcționare: $t = 70$ °C. Reductorul antrenează un transportor cu bandă.

Mărimea calculată (parametrul)	Simbol	Relația de calcul (tabelul)	Calcule	Unități de măsură	Obs.
Factorul forței suplimentare care depinde de precizia danturii	f_z	tab. 7.32	$f_z = 1{,}3$		Prin apreciere
Factorul forței suplimentare care depinde de felul și modul de lucru al utilajului	f_d	tab. 7.33	$f_d = 1{,}1$		
Sarcina echivalentă	P	$P = F_r f_z f_d$	$P = 300 \cdot 1{,}3 \cdot 1{,}1 = 429$	daN	
Durabilitatea	L	$L = \frac{60\, n\, L_h}{10^6}$	$L = \frac{60 \cdot 1\,200 \cdot 20\,000}{10^6}$ $L = 1\,440$	milioane de rotații	
Raportul C/P		tab. 7.37	$\frac{C}{P} = 11{,}28$		Interpolare liniară
Capacitatea dinamică	C	$C = 11{,}28\ P$	$C = 4\,839{,}12$	daN	
Rulmentul		[59]	Simbol 6408		$C = 5\,000$ daN S-a luat $f_t = 1$, deoarece $t = 70$°C

Scanned with OKEN Scanner

Exemplu de calcul

Tema 1: Un rulment radial cu bile cu inelul interior rotitor şi cel exterior fix este încărcat cu o sarcină combinată definită astfel: $F_r = 500$ daN, $F_a = 90$ daN (în aceste valori s-au inclus corecţiile impuse de forţele suplimentare). Turaţia inelului interior: $n = 1000$ rot/min. Durabilitatea impusă:

$L_h = 30\,000$ ore. Se cere să se aleagă rulmentul

Mărimea calculată (parametrul)	Simbol	Relaţia de calcul (tabelul)	Calcule	Unităţi de măsură	Observaţii
Raportul F_a/F_r			$\frac{F_a}{F_r} = \frac{90}{500} = 0{,}18 < e = 0{,}22$		Se constată din [59] (pag. 264) că acest raport este mai mic decît cea mai mică valoare a lui e. În acest caz, sarcina axială nu are efect asupra sarcinii dinamice echivalente şi $P = F_r$.
Sarcina echivalentă	P	$P = F_r$	$P = 500$	daN	
Durabilitatea	L	$L = \frac{60\ nL_h}{10^6}$	$L = \frac{60 \cdot 1000 \cdot 30000}{10^6}$ $L = 1\,800$	milioane de rotaţii	
Raportul C/P		tab. 7.37	$\frac{C}{P} = 12{,}2$		
Capacitatea dinamică	C	$C = 12{,}2\ P$	$C = 6\,100$	daN	
Rulmentul		[59] pag. 264	Simbol 6312 sau		$C = 6\,400$ daN
			Simbol 6410		$C = 6\,800$ daN Opţiunea depinde de diametrul fusului

Scanned with OKEN Scanner

Tema 2: Un rulment radial cu bile, cu inelul interior rotitor şi cel exterior fix, este încărcat cu o sarcină combinată definită astfel : $F_r = 500$ daN, $F_a = 150$ daN (în aceste valori s-au inclus corecţiile impuse de forţele suplimentare). Turaţia inelului interior : $n = 1\,000$ rot/min. Durabilitatea impusă : $L_h = 30\,000$ ore. Se cere să se aleagă rulmentul.

Mărimea calculată (parametrul)	Simbol	Relaţia de calcul (tabelul)	Calcule	Unităţi de măsură	Observaţii
Raportul F_a/F_r			$\frac{F_a}{F_r} = \frac{150}{500} = 0{,}3 > e$ Pentru e s-a considerat valoarea minimă $e = 0{,}22$		Se observă că F_a/F_r este mai mare decît valoarea minimă a lui e ([59], pag. 264). După alegerea rulmentului trebuie verificat acest fapt.
Sarcina echivalentă	P	$P = 0{,}56\ F_r + YF_a$; $Y = 2$ (pentru $e = 0{,}22$, conform [59], pag. 264).	$P = 0{,}56 \cdot 500 + 2 \cdot 150$ $P = 580$	daN	
Durabilitatea	L	$L = \frac{60\ n\ L_h}{10^6}$	$L = 1\,800$	milioane de rotaţii	
Raportul C/P		tabelul 7.37	$\frac{C}{P} = 12{,}2$		
Capacitatea dinamică	C	$C = 12{,}2\ P$	$C = 12{,}2 \cdot 580 = 7076$	daN	
Rulmentul		[59], pag. 263	Simbol 6411		$C = 7\,800$ daN, $C_0 = 6\,400$ daN. Se verifică : $\frac{F_a}{C_0} = \frac{150}{6\,400} = 0{,}023$ Deci $e = 0{,}22$ valoare aleasă corect anterior

Scanned with OKEN Scanner

Exemplul 3. Calculul rulmenţilor oscilanţi cu role pe două rînduri, încărcaţi cu sarcini combinate (tab. 7.72).

Exemplul 4. Calculul rulmenţilor radial-axiali cu role, montaţi individual (tab. 7.73).

Tabelul 7.72

Exemplu de calcul

Tema: Rulmentul oscilant cu role, simbol 22222 este încărcat cu o sarcină combinată definită prin: $F_r = 4\,000$ daN, $F_a = 800$ daN (în aceste valori s-au inclus corecţiile impuse de factorii forţelor suplimentare). Turaţia inelului interior: $n = 500$ rot/min. Se cere durabilitatea rulmentului.

Mărimea calculată (parametrul)	Simbol	Relaţia de calcul (tabelul)	Calcule	Unităţi de măsură	Observaţii
	e	[59] pag. 350	$e=0{,}27$		
Raportul F_a/F_r			$\frac{F_a}{F_r}=\frac{800}{4\,000}=0{,}2<e$		
Sarcina echivalentă	P	$P=XF_r+YF_a$; $X=1$, [59] pag. 351; $Y=2{,}5$, [59] pag. 350	$P=4\,000+2{,}5\cdot 800$ $P=6\,000$	daN	
Capacitatea dinamică	C		$C=31\,000$	daN	
Raportul C/P			$\frac{C}{P}=\frac{31\,000}{6\,000}=5{,}16$		
Durabilitatea	L	tab. 7.37	$L = 317$	milioane de rotaţii	Prin interpolare liniară
Durabilitatea	L_h	$L_h=\frac{10^6 L}{60n}$	$L_h=\frac{10^6\cdot 317}{60\cdot 500}=10\,566$	ore	

Exemplu de calcul

Tema: Un arbore este rezemat pe doi rulmenți radial-axiali cu role conice, montați în X (fig. 7.104). Forțele radiale care încarcă rulmenții sînt: $F_{r1} = 500$ daN, $F_{r2} = 320$ daN. Forța axială care apare în transmisia cu roți dințate: $A = 120$ daN (în aceste valori s-au inclus și corecțiile impuse de forțele suplimentare). Turația arborelui: $n = 800$ rot/min. Durabilitatea impusă: $L_h = 20\,000$ ore. Diametrul fusului: $d = 35$ mm. Temperatura de funcționare: $t = 65$ °C. Se cere să se aleagă rulmenții.

Mărimea calculată (parametrul)	Simbol	Relația de calcul (tabelul)	Calcule	Unități de măsură	Observații
1	2	3	4	5	6
Factorul radial, factorul axial, e	$X, Y,$ e	[59] p. 374	$X = 0{,}4$; $Y = 1{,}6$; $e = 0{,}37$		a) Valorile corespund rulmenților 30 207 sau 32 207 (s-a determinat prin tatonări). b) Cei doi rulmenți sînt identici.
Forțele axiale proprii (interioare)	F'_{a1}, F'_{a2}	$F'_{a1} = \frac{0{,}5F_{r1}}{Y_1}$; $F'_{a2} = \frac{0{,}5F_{r2}}{Y_2}$	$F'_{a1} = \frac{0{,}5 \cdot 500}{1{,}6} = 156{,}2$; $F'_{a2} = \frac{0{,}5 \cdot 320}{1{,}6} = 100$	daN; daN	Se observă că $F'_{a1} > F'_{a2}$ și ținînd seama de sensul forței axiale A, rulmentul 2 se va încărca într-o măsură mai mare decît rulmentul 1.
Forțele axiale rezultante (totale) din rulmenți	F_{a1} F_{a2}	$F_{a1} = F'_{a1}$ $F_{a2} = F'_{a1} + A$	$F_{a1} = 156{,}2$ $F_{a2} = 156{,}2 + 120 = 276{,}2$	daN daN	S-au determinat pe calea indicată la punctul 7.8.9.2.1.1.
Raportul F_{a2}/F_{r2}			$\frac{F_{a2}}{F_{r1}} = \frac{276{,}2}{320} = 0{,}86 > e$		
Sarcinile dinamice echivalente	P_1 P_2	$P_1 = F_{r1}$ $P_2 = X_2F_{r2} + Y_2F_{a2}$	$P_1 = 500$ $P_2 = 0{,}4 \cdot 320 + 1{,}6 \cdot 276{,}2$ $P_2 = 570$	daN daN	
Durabilitatea	L	$L = \frac{60nL_h}{10^6}$	$L = \frac{60 \cdot 800 \cdot 20\,000}{10^6} = 960$	milioane de rotații	
Raportul C/P		tabelul 7.37	$\frac{C}{P} = 7{,}84$		
Capacitatea de încărcare dinamică	C	$C = 7{,}84\,P_2$	$C = 7{,}84 \cdot 570 = 4\,468$	daN	Se determină capacitatea dinamică a rulmentului 2, deoarece acesta este cel mai încărcat. Rulmenții se iau identici deoarece se asigură mai ușor coaxialitatea alezajelor din carcasă.
Rulmenții		[59]	Se aleg rulmenții cu simbolul 30207		Aceștia au: $C = 4\,500$ daN, $d = 35$ mm; $e = 0{,}37$; $X = 0{,}4$; $Y = 1{,}6$ (este verificată astfel alegerea inițială a mărimilor e, X, Y

Scanned with OKEN Scanner

8.

CUPLAJE

8.1. CONSIDERAŢII GENERALE

Cuplajele sînt organe de maşini care realizează legătura permanentă sau intermitentă între doi arbori, cu scopul transmiterii mişcării de rotaţie şi a momentului de torsiune, fără modificarea valorilor nominale şi a sensului acestora. Ele se pot utiliza şi pentru realizarea legăturii între un arbore şi piesele montate liber pe acesta : roţi dinţate, roţi de transmisie, roţi pentru lanţ etc. De asemenea pot servi ca elemente de siguranţă (limitatoare de moment, limitatoare de turaţie sau de sens). Utilizarea cuplajelor mai permite atingerea unei serii de obiective :

a) Cuplarea arborilor chiar în cazul existenţei unor abateri de la coaxialitate (radiale, unghiulare) sau în cazul deplasărilor axiale relative ale lor. Abaterile de la coaxialitate sînt practic inevitabile din cauza unor factori ca : precizie insuficientă de execuţie, deformaţiile carcaselor lagărelor sau ale arborilor înşişi sub sarcină, deformaţiile termice care apar din cauza încălzirii diferite ale diferitelor organe sau din cauza coeficienţilor de dilatare liniară diferiţi, necesitatea asigurării coaxialităţii arborilor a două maşini cu o înălţime diferită a axelor, tasarea fundaţiilor etc. Cuplajele mobile asigură o funcţionare corectă în condiţiile existenţei acestor abateri sau deplasări.

Există numeroase situaţii cînd axele arborilor ce trebuie cuplaţi formează un anumit unghi între ele, care se poate modifica în timpul funcţionării, datorită condiţiilor de exploatare. Asemenea situaţii se întîlnesc în construcţia maşinilor-unelte (acţionarea broşelor la maşinile de găurit multiaxe), a autovehiculelor, la maşini agricole etc. Cuplajele cardanice constituie soluţii în aceste situaţii.

b) Modificarea frecvenţelor proprii ale agregatului din care fac parte. În acest fel se asigură deplasarea acestor frecvenţe în afara domeniului turaţiilor de regim. În acest scop se utilizează cuplaje cu elemente elastice.

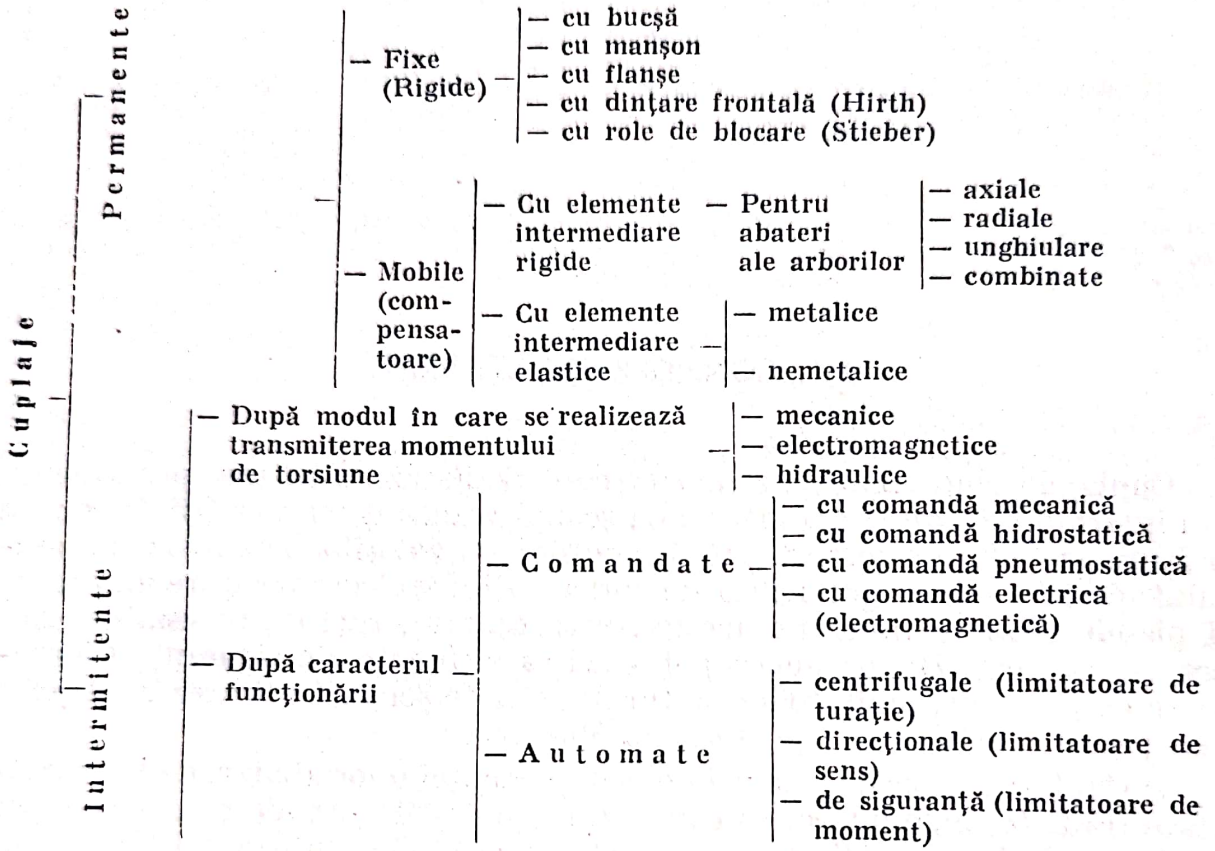
c) Micşorarea efectului solicitărilor dinamice prin înmagazinarea unei anumite energii potenţiale la apariţia supraîncărcărilor (cazul cuplajelor elastice).

Scanned with OKEN Scanner

d) Cuplarea sau decuplarea arborilor în timpul mersului şi sub sarcină (o parte din cuplajele intermitente).

e) Deservirea maşinilor echipate cu un sistem de acţionare prin mai multe motoare, de la un post central prin utilizarea cuplajelor intermitente cu comandă electromagnetică.

Clasificarea cuplajelor (făcută pe baza STAS 7082-64) rezultă din schema de mai jos:



În organele unui cuplaj acţionează următoarele sarcini:

— momentul de torsiune util care trebuie transmis;

— sarcini dinamice care se manifestă în timpul regimului tranzitoriu;

— sarcini datorate şocurilor şi vibraţiilor, în regim tranzitoriu sau staţionar de funcţionare.

Mărimea acestor sarcini depinde de:

— tipul motorului de antrenare şi al caracteristicii sale mecanice;

— construcţia maşinii antrenate şi regimul de lucru.

Ţinînd seama de cele de mai sus, cuplajele se vor calcula la un moment de torsiune de calcul:

$$M_{tc} = kM_t, \tag{8.1}$$

unde:

M_{tc} este momentul de torsiune de calcul;

M_t — momentul de torsiune nominal (momentul care acţionează un timp mai îndelungat);

k — coeficient de suprasarcină.

Valori ale coeficientului k se indică în tabelul 8.1. Relaţia (8.1) se va utiliza pentru determinarea momentului de calcul, atunci cînd prin

Tabelul 8.1

Valorile coeficientului de suprasarcină

Mașina de lucru			Mașina motoare								
Masa accelerată	Mersul mașinii	Tipul mașinii de lucru	Motor electric	Turbine cu aburi	Turbine cu apă	Mașini cu aburi	Motor cu combustie internă				
							6 cilindri	4 cilindri	3 cilindri	2 cilindri	1 cilindru
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
Foarte mică	Uniform	Ventilatoare Generatoare Pompe centrifugale Turbosuflantă Mașini unelte cu mișcare principală de rotație Mașini de transportat Mașini de ridicat (60 cuplări pe oră)	1,15—1,25	1,2—1,3	1,4—1,5	1,65—1,75	1,3—1,4	1,4—1,5	1,5—1,6	1,7—1,8	2,1—2,2
Mică	Uniform	Turbocompresor Turbosuflantă Ventilatoare mari Exhaustoare Pompă cu pistonașe (gradul de neregularitate $\delta > 1/100$) Bandă transportoare Mașina de îndoit table Pompă centrifugală Generator electric de curenți tari Mașini de ridicat (120 cuplări pe oră) Mașni textile Mașini de prelucrarea lemnului Mașini unelte cu mișcarea principală de rotație	1,35—1,45	1,4—1,5	1,6—1,7	1,85—1,95	1,5—1,6	1,6—1,7	1,7—1,8	1,9—2	2,3—2,4

Scanned with OKEN Scanner

Tabelul 8.1 (Continuare)

Mașina de lucru			Mașina motoare								
Masa accelerată	Mersul mașinii	Tipul mașinii de lucru	Motor electric	Turbine cu aburi	Turbine cu apă	Mașini cu aburi	Motor cu combustie internă				
							6 cilindri	4 cilindri	3 cilindri	2 cilindri	1 cilindru
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
Mijlocie	Uniform	Mașini de spălat Amestecătoare Foarfeci pentru tablă Maini de îndreptat Raboteze Mașini de rectificat Compresoare ($\delta \triangleright \triangleright 1/100$) Mașini de ridicat (180 cuplări pe oră)	1,55—1,65	1,6—1,7	1,8—1,9	2,05—2,15	1,7—1,8	1,8—1,9	1,9—2	2,1—2,2	2,5—2,6
Mijlocie	Cu șocuri	Mori, betoniere Raboteze Războaie de țesut Ventilatoare Mașini de ridicat (300 cuplări pe oră)	1,75—1,85	1,8—1,9	2 —2,1	2,25—2,35	1,9—2	2 —2,1	2,1—2,2	2,3—2,4	2,7—2,8
Mare	Cu șocuri mari	Calandri Ciocane de forjă Ascensoare Excavatoare Mori de ciment Concasoare Cuptoare rotative Mașini de trefilat Pompă cu pistoane (cu volant ușor)	2,25—2,75	2,3—2,8	2,5—3	2,75—3,25	2,4—2,9	2,5—3	2,6—3,1	2,8—3,3	3,2—3,7
Mare	Cu șocuri foarte mari	Compresoare cu piston (fără volant) Laminoare în industria hîrtiei Gatere Laminoare Instalații de foraj	3,05—3,75	3,1—3,8	3,3—4	3,55—4,25	3,2—3,9	3,3—4	3,4—4,1	3,6—4,3	4—4,7

Scanned with OKEN Scanner

standarde nu se prevăd alte relaţii de calcul şi, de asemenea, atunci cînd nu există alte relaţii care exprimă, într-un mod mai diferenţiat, momentul de calcul.

8.2. CUPLAJE PERMANENTE

8.2.1. Cuplaje permanente fixe (rigide)

Cuplajele permanente fixe îmbină rigid doi arbori formînd un tot unitar. Utilizarea acestor cuplaje impune o coaxialitate perfectă a organelor cuplate, deoarece chiar abaterile foarte mici de la coaxialitate (radiale, unghiulare) produc tensiuni suplimentare importante în linia de arbori şi reacţiuni periculoase în lagăre (contact pe muchii).

Cuplajele fixe pot prelua atît momente de torsiune cît şi momente încovoietoare. În scopul reducerii momentelor încovoietoare care acţionează asupra acestora, se recomandă aşezarea lor cît mai aproape de reazeme.

8.2.1.1. Cuplaje cu bucşă

Cuplajele cu bucşă constau dintr-o bucşă aplicată peste capetele arborilor. Asamblarea bucşei pe cei doi arbori se poate realiza cu ştifturi crestate (fig. 8.1), cu ştifturi cilindrice netede (fig. 8. 118, notat cu C_{b2}), sau conice (fig. 8.119, poz. 6), cu pene paralele (fig. 8.2, a), cu pene disc (fig. 8.2, b), cu caneluri (fig. 8.118, notat cu C_{b1}). Avantajul cuplajului îl consti-

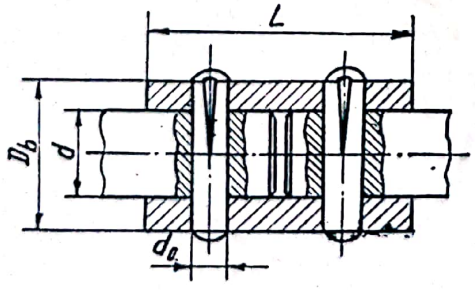


Fig. 8.1. Cuplaj cu bucşă cu ştifturi crestate.

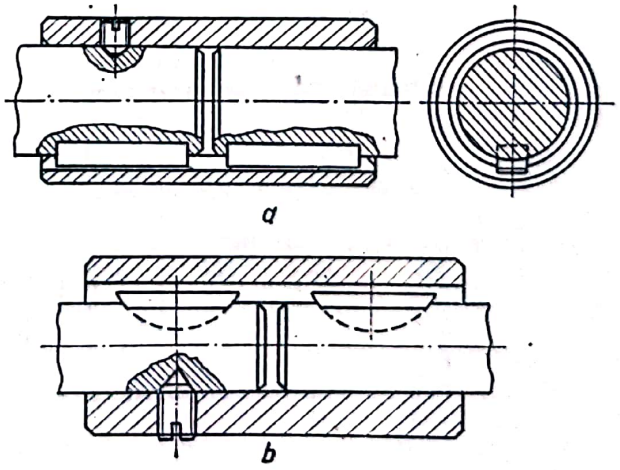


Fig. 8.2. Cuplaje cu bucşă: *a* — cu pene paralele; *b* — cu pene disc.

Scanned with OKEN Scanner

tuie gabaritul diametral redus, iar ca dezavantaj se poate aminti montajul dificil, necesitînd deplasarea axială a unuia dintre arbori.

Materialul bucşei poate fi oţel de construcţie, iar în cazul bucşelor de dimensiuni mari, fontă cenuşie. Acest tip de cuplaj se utilizează pentru arbori cu diametre $d < 125$ mm. Se recomandă următoarele dimensiuni constructive :

$$D_b = (1{,}5 \ldots 1{,}8)d\,;\; L = (2 \ldots 4)d\,;\; d_0 = (0{,}3 \ldots 0{,}25)d.$$

Lungimile mai mari se folosesc în cazul utilizării asamblării cu pene, iar cele mici la asamblarea cu ştifturi.

Calculul acestor cuplaje constă din calculul asamblării cu ştifturi, pene sau caneluri după metoda tratată la capitolele respective, precum şi din calculul bucşei la răsucire.

8.2.1.2. Cuplaje-manşon

Cuplajele-manşon se compun din două bucăţi (semicuplaje) *1* strînse pe capetele celor doi arbori cu ajutorul şuruburilor *4* (fig. 8.3). Cele două semicuplaje se toarnă împreună (din FC 200 STAS 568—75), se strunjesc şi apoi se secţionează, în două părţi. În figura 8.4 se prezintă unul din cele două semicuplaje. Momentul de torsiune este transmis prin penele *3* precum şi datorită frecării dintre semicuplaje şi arbori. Din motive de protecţia muncii, cuplajul este protejatcu o manta *2*, fixată cu uruburile *5* (fig. 8.3).

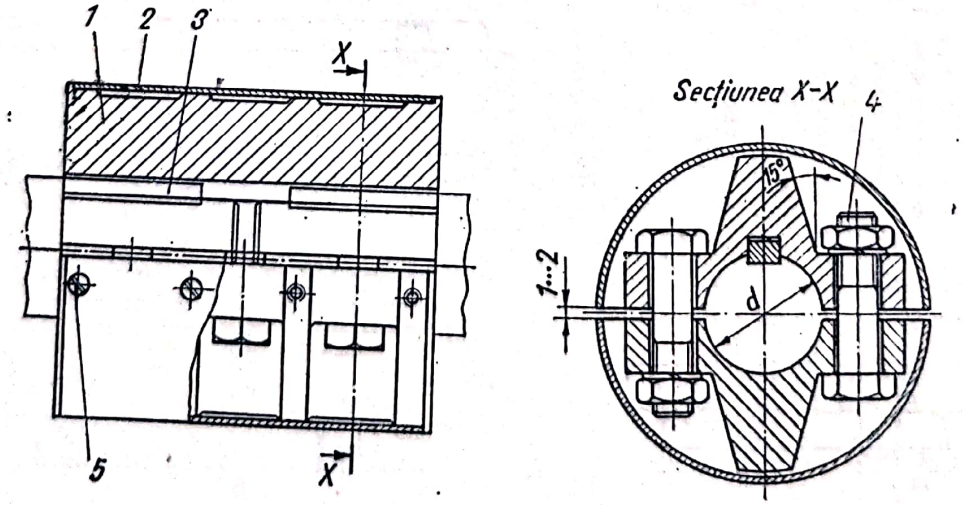


Fig. 8.3. Cuplaj-manşon : *1* — semicuplaj ; 2— manta ; 3— pană; 4 — şurub; 5 — şurub.

Scanned with OKEN Scanner

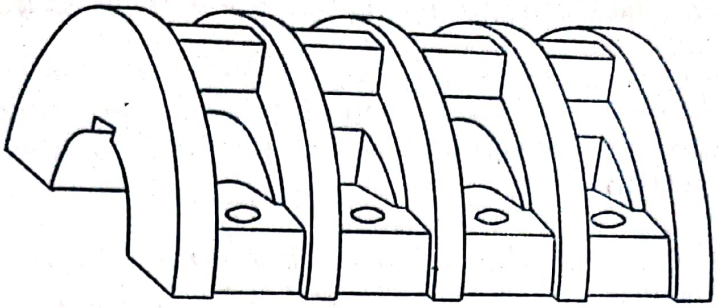


Fig. 8.4. Semicuplaj.

Cuplajul-manşon este standardizat în STAS 870-73. După destinaţia lor, cuplajele-manşon se execută în două tipuri constructive :

— tipul CMO, pentru cuplarea directă a arborilor orizontali ;

— tipul CMV, pentru cuplarea directă a arborilor verticali.

Alegerea cuplajului se face în funcţie de momentul de torsiune maxim de transmis, care se calculează cu relaţia (8.1). După alegerea cuplajului se efectuează un calcul de verificare a penei.

Cuplajele-manşon se utilizează mai ales pentru asamblarea arborilor de transmisie. Prezintă avantajul unor dimensiuni radiale reduse precum şi a posibilităţii fixării pe cei doi arbori după montarea arborilor, nefiind necesară deplasarea axială a arborilor la montaj. Au însă dezavantajul că echilibrarea lor este dificilă.

Conform STAS 870-73, cuplajele-manşon se utilizează pentru capete de arbore cu diametre d cuprinse între 18...200 mm, pentru transmiterea unor momente de torsiune maxime (M_{tc}) de 1,8 daN·m (la $d = 18$ mm)... ...6 300 daN·m (la $d = 200$ mm) şi la turaţii maxime de 2 250 rot/min (la $d = 18$ mm)...900 rot/min (la $d = 200$ mm).

8.2.1.3. Cuplaje cu flanşe

Cuplajele cu flanşe (fig. 8.5) sînt formate din două semicuplaje *1* prevăzute cu flanşe, care se montează pe capetele arborilor de asamblat şi care sînt strînse cu ajutorul şuruburilor de păsuire *2* şi al piuliţelor *3*. Semicuplajele sînt montate cu pană pe capetele arborilor cuplaţi. Cuplajele cu flanşe sînt standardizate în STAS 769-73 şi se execută în două tipuri constructive :

— tipul CFO, pentru cuplarea directă a arborilor orizontali (fig. 8.5) ;

— tipul CFV, pentru cuplarea directă a arborilor verticali.

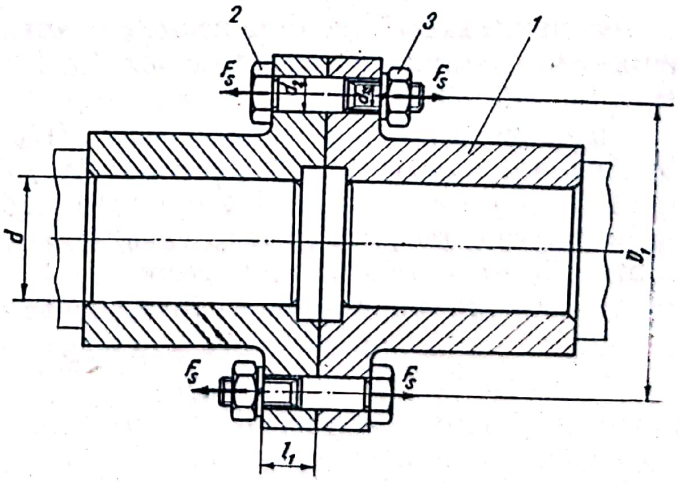


Fig. 8.5. Cuplaj cu flanşe : *1* — semicuplaj ; *2* —şurub ; *3* — piuliţă.

La arbori grei, cu diametrul mare, flanşele se forjează dintr-o bucată cu arborele.

În cazul în care montajul este corect executat, momentul de torsiune se transmite prin frecarea dintre suprafeţele în contact ale flanşelor, realizată prin strîngerea corespunzătoare a şuruburilor. Această condiţie se exprimă prin relaţia

$$M_{tc} = M_{tf} = \mu F_s z \frac{D_1}{2}; \tag{8.2}$$

unde: M_{tf} este momentul de torsiune ce poate fi transmis prin frecarea dintre suprafeţele în contact ale flanşelor; μ — coeficientul de frecare; F_s — forţa axială dintr-un şurub; z — numărul şuruburilor; D_1 — diametrul cercului centrelor şuruburilor.

Deoarece şuruburile sînt strînse puternic la montare, ele sînt solicitate atît la tracţiune cît şi la torsiune:

$$\beta F_s = \frac{\pi d_{1s}^2}{4} \sigma_t, \tag{8.3}$$

unde: β este coeficientul care ţine seama şi de torsionarea şurubului; d_{1s} — diametrul interior al şurubului; σ_t — efortul unitar de întindere din şurub.

Ţinînd seama de (8.3), (8.2) devine

$$M_{tc} = \frac{1}{8\beta} \mu \pi z D_1 d_{1s}^2 \sigma_t. \tag{8.4}$$

Relaţia (8.4) permite dimensionarea şurubului:

$$d_{1s} = \sqrt{\frac{8\beta M_{tc}}{\mu \pi z D_1 \sigma_{at}}} \tag{8.5}$$

Se menţionează că dimensionarea şuruburilor este necesară numai la cuplajele nestandardizate (de exemplu, la cuplajele cu flanşe forjate dintr-o bucată cu arborele).

În cazul cuplajelor standardizate (STAS 769-73) dimensiunile şuruburilor sînt cunoscute. De aceea, se face doar verificarea lor. Şuruburile cuplajelor standardizate sînt montate fără joc (păsuite). Ele se verifică la întindere şi răsucire (pentru cazul transmiterii momentului prin frecarea dintre flanşe — relaţia 8.6), respectiv la forfecare (considerînd posibilitatea realizării unei strîngeri insuficiente — relaţia 8.6'):

$$\sigma_{tot} = \frac{8\beta M_{tc}}{\pi \mu z D_1 d_{1s}^2} \leqslant \sigma_{ai}; \tag{8.6}$$

$$\tau_f = \frac{4F_{tc}}{z\pi d_2^2} = \frac{8M_{tc}}{\pi z D_1 d_2^2} \leqslant \tau_{af}, \tag{8.6'}$$

Scanned with OKEN Scanner

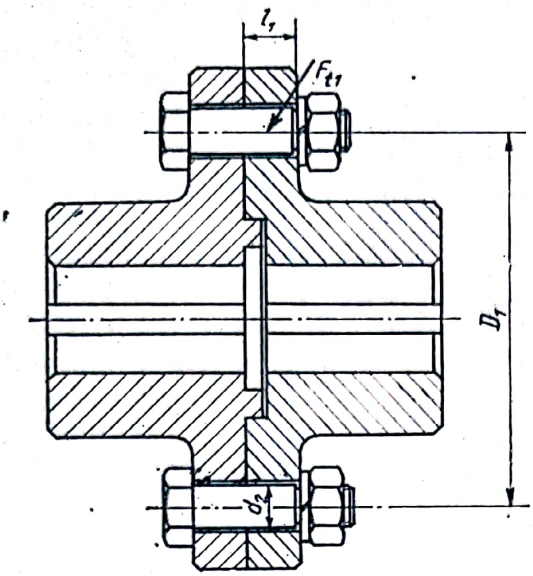


Fig. 8.6. Cuplaj cu flanșe cu șuruburi montate cu joc.

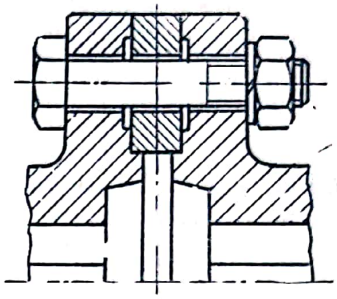


Fig. 8.7. Centrarea semicuplajelor cu ajutorul inelelor.

unde: F_{tc} — este forța tangențială de calcul care produce forfecarea șuruburilor; d_2 — diametrul porțiunii netede a șurubului.

În practică există cuplaje cu flanșe la care șuruburile sînt montate cu joc. În acest caz centrarea semicuplajelor se realizează prin praguri (fig. 8.6.) sau inele (fig. 8.7). Șuruburile montate cu joc se pot dimensiona cu relația (8.5) și se verifică, pentru siguranță, la încovoiere. Cu notațiile din figura 8.6. se scrie:

$$\sigma_i = \frac{M_i}{W} = \frac{F_{t1}\frac{l_1}{2}}{\frac{\pi d_2^3}{32}} = \frac{\frac{F_{tc}}{z}\frac{l_1}{2}}{\frac{\pi d_2^3}{32}} = \frac{32 M_{tc} l_1}{\pi D_1 d_2^3} \leqslant \sigma_{at}, \qquad (8.7)$$

unde F_{t1} este forța tangențială care acționează asupra unui șurub. Secțiunea periculoasă a șurubului se află în planul de separație a flanșelor. Se consideră șurubul încastrat în această secțiune.

Conform STAS 769—73, aceste cuplaje se utilizează pentru capete de arbori cu diametre $d = 18 \ldots 250$ mm, pentru momente de torsiune M_{tc} de 1,8 daN·m (la $d = 18$ mm)...12 200 daN·m (la $d = 250$ mm), la turații de 2 360 rot/min (la $d = 18$ mm)...900 rot/min (la $d = 250$ mm).

8.2.1.4. Cuplaje cu dinți frontali (Hirth)

Cuplajele cu dinți frontali sînt utilizate pentru asamblarea precisă a unor organe de mașini pe arbori (de exemplu roți dințate, fig. 8.8) sau a unor organe ale mecanismelor de antrenare puternic solicitate în construcția de mașini și de motoare (fig. 8.9). În figura 8.8, piesa centrală C poate

Scanned with OKEN Scanner

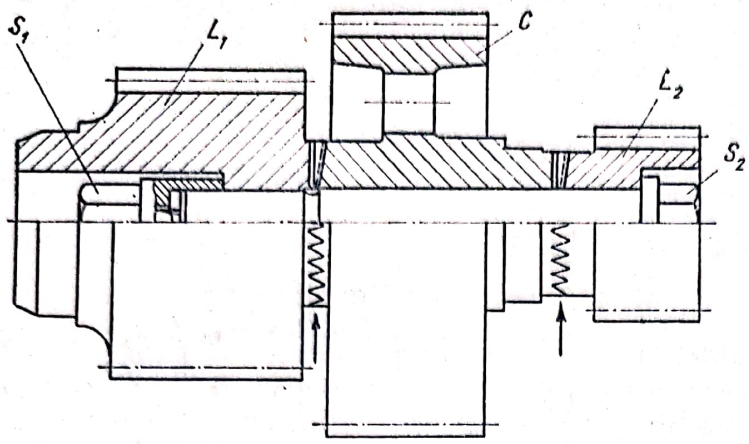


Fig. 8.8. Construcție de cuplaj Hirth: L_1, L_2 — roți dințate; C — roată dințată: S_1, S_2 — șuruburi.

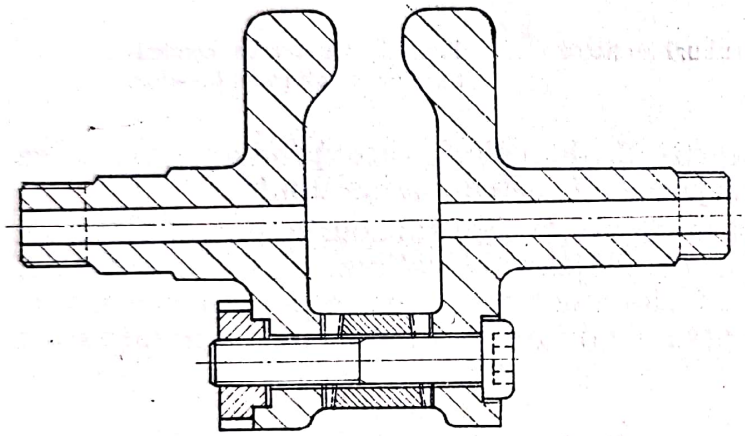


Fig. 8.9. Construcție cu cuplaj Hirth.

fi cuplată cu una din piesele laterale L_1 sau L_2, prin strîngerea șurubului de pe partea piesei respective, S_1 sau S_2. Porțiunea dințată este indicată prin săgeți. Forma acestei porțiuni reiese din figura 8.10.

Cuplajele Hirth asigură o asamblare solidă, cu gabarit radial foarte redus. Asamblarea se autocentrează, datorită prezenței fețelor înclinate ale dinților. Dezavantajul acestor cuplaje îl constituie durata mare necesară prelucrării danturii.

Dantura poate fi simetrică (fig. 8.11, *a*) sau asimetrică (fig. 8.11, *b*). O porțiune din dantura desfășurată pe diametrul D se dă în figura 8.12. Profilul danturii este triunghiular, derivînd dintr-un triunghi echilateral ($\beta = 60°$). Dantura este solicitată la încovoiere, forfecare, presiune de contact. De asemenea, asupra danturii se exercită o presiune permanentă datorită strîngerii axiale a pieselor cuplate, la montaj.

Calculul danturii se face simplificat, la încovoiere, deoarece o serie de factori ca: mărimea dintelui, strîngerea, precizia prelucrării etc., fac dificil un calcul care să țină seama de existența unei solicitări compuse. De aceea efortul unitar de încovoiere se compară cu valori admisibile verificate experimental (tabelul 8.2). Asupra unui dinte acționează forța tangențială de calcul F_{tc} (fig. 8.13), dată de relația

$$F_{tc} = \frac{M_{tc}}{R_s z}, \qquad (8.8)$$

unde R_s este distanța de la centrul de greutate S al suprafeței profilului în secțiunea $B - B$, la axa de rotație;

z — numărul de dinți.

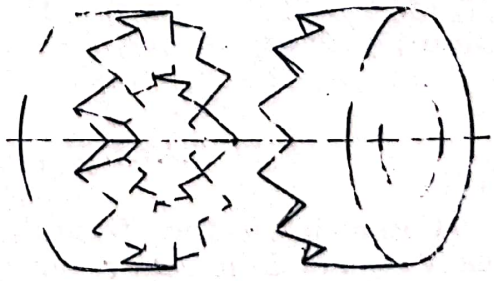


Fig. 8.10. Semicuplaje dințate.

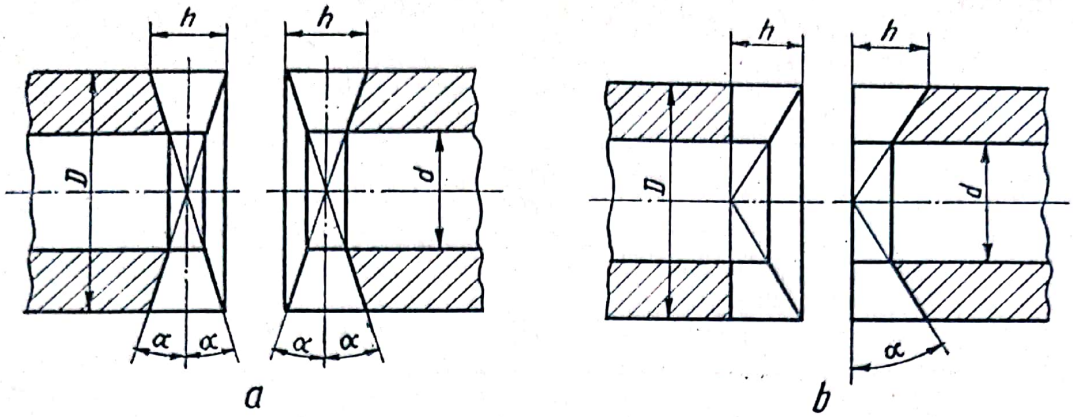


Fig. 8.11. Tipuri de danturi : a — simetrică ; b — asimetrică.

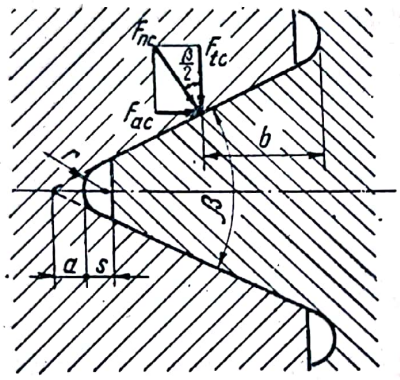


Fig. 8.12. Schema de încărcare a danturii.

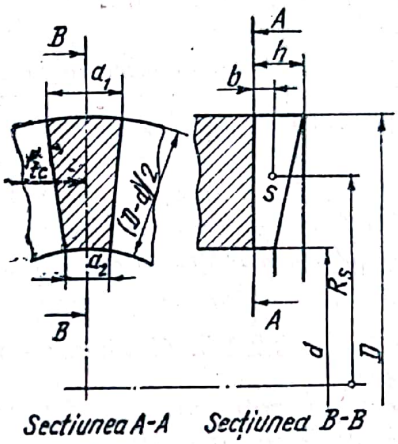


Fig. 8.13. Elemente geometrice ale danturii.

Momentul încovoietor care încarcă dintele este

$$M_i = F_{tc}\, b = W\sigma_i = \frac{\dfrac{D-d}{2}\left(\dfrac{a_1+a_2}{2}\right)^2}{6}\sigma_i. \qquad (8.9)$$

Pentru verificarea dintelui la încovoiere rezultă

$$\sigma_i = \frac{48F_{tc}b}{(D-d)(a_1+a_2)^2} \leqslant \sigma_{ai}.$$

Valorile rezistențelor admisibile se pot alege din tabelul 8.2

Tabelul 8.2

Rezistențe admisibile la încovoiere, ale dinților

Felul solicitării	Rezistența admisibilă la încovoiere σ_{ai} (N/mm²)	
	Oțel carbon	Oțel crom-nichel și crom-molibden
Solicitare fără șocuri	90	120
Solicitare cu șocuri	50	70
Solicitare variabilă cu șocuri, inclusiv oscilații de răsucire	35	50

Scanned with OKEN Scanner

Numărul de dinţi z se poate alege din tabelul 8.3.

Tabelul 8.3

Numărul de dinţi pentru cuplajele Hirth

Diametrul exterior al danturii D [mm]	Numărul de dinţi z
pînă la 30	12
peste 30, pînă la 60	24 sau 36
peste 60, pînă la 120	36 sau 48
peste 120	72 sau 96

Raza de racordare r, la baza dintelui precum şi jocul la vîrf s, au valorile date în tabelul 8.4.

Tabelul 8.4

Valorile razei de racordare şi ale jocului la vîrf

r [mm]	0,3	0,6	0,9
s [mm]	0,4	0,6	0,9

Pentru construcţiile uzuale, $a = r$.

8.2.1.5. Cuplaje cu role de blocare (Stieber)

Cuplajul cu role asigură fixarea rapidă pe arbori a roţilor dinţate, cuplajelor elastice etc., în construcţia transmisiilor, precum şi fixarea rapidă a sculelor (de exemplu a burghielor), în construcţia maşinilor unelte. Construcţia şi funcţionarea cuplajului reies din figura 8.14. Piesa *1* (cu rol de mandrină), prevăzută cu flanşă, se fixează pe arborele (sau alt organ) motor. Ea are o suprafaţă conică cu un unghi mic de înclinare β (unghiul β se alege mai mic decît unghiul de frecare, pentru asigurarea autofrînării). Manşonul *4* are alezajul conic, cu aceeaşi conicitate ca piesa *1*. Între suprafeţele conice ale pieselor *1* şi *4* se găsesc rolele cilindrice lungi *3*, montate în colivia *5*. Axele rolelor formează un unghi $\alpha \approx 1°30'$ cu axa pieselor. Datorită acestei poziţii a rolelor, la rotirea manşonului *4* în sens orar se realizează un

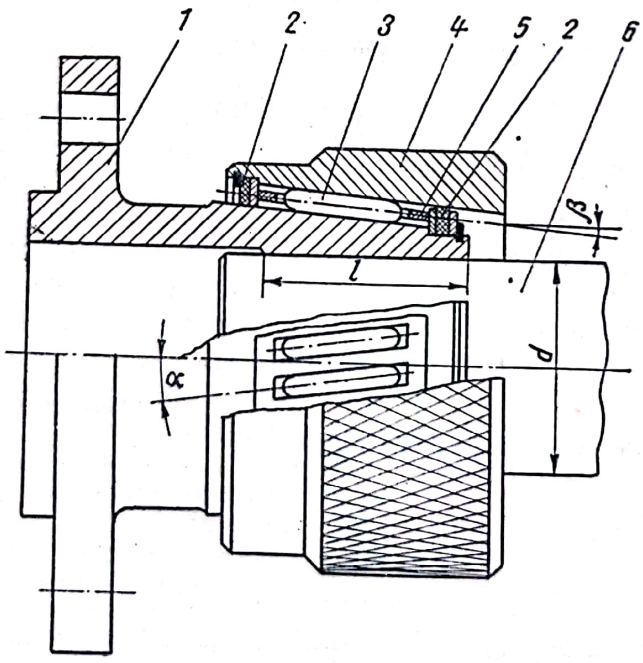


Fig. 8.14. Cuplaj cu role (Stieber): *1* — mandrină; *2* — garnitură; *3* — rolă; *4* — manşon; *5* — colivie; *6* — arbore.

Scanned with OKEN Scanner

efect de „înșurubare", manșonul avansînd axial spre zona diametrelor mai mari ale conului. Astfel are loc o deformare radială a piesei (mandrinei) *1* și strîngerea piesei *6*. Suprafețele de contact sînt etanșate cu garniturile *2*.

Cuplajul Stieber prezintă avantajul realizării unor strîngeri foarte mari cu momente de acționare a manșonului *4* foarte mici, deoarece trebuie învinsă numai frecarea de rostogolire. Momentul de torsiune transmisibil cu aceste cuplaje (pentru construcții curente și arbore de oțel) este dat de relația

$$M_t \approx 13\ d^2\ l \qquad [N \cdot mm], \tag{8.10}$$

unde :

d este diametrul arborelui [mm] ;

l — lungimea ajustajului [mm].

8.2.2. Cuplaje permanente mobile (compensatoare) cu elemente rigide

Cuplajele permanente mobile nu permit decuplarea arborilor, decît prin demontare în stare de repaos, însă admit abateri poziționale ale arborilor, abateri care pot fi axiale (fig. 8.15, *b*), radiale (fig. 8.15, *c*), unghiulare (fig. 8.15, *d*), combinate (fig. 8.15, *e*).

8.2.2.1. Cuplaje permanente mobile cu elemente rigide pentru abateri (deplasări) axiale (Cuplaje cu gheare)

Cele mai simple soluții de cuplaje de acest tip sînt prezentate în figurile 8.16—8.20.

Cuplajul din figura 8.16 constă dintr-o gheară frezată, care face corp comun cu arborele *1* și are dimensiunile $l = d$, $\delta = 0{,}3\ d$. Gheara pătrunde în crestătura practicată în arborele 2. Cuplajele din figurile 8.17, 8.18 și 8.19 prezintă îmbinări cu știfturi transversale. Dezavantajul acestor soluții constă în faptul că transmit momente mici. În figura 8.20 este prezentat un cuplaj la care momentul se transmite prin ghearele frezate în arborii *1* și *2*. Centrarea arborilor se realizează cu manșonul *3*, fixat împotriva deplasării axiale cu știftul *4*.

Cuplajul cu gheare (fig. 8.21) constă din două semicuplaje *1* și *3*, avînd pe suprafețele frontale un număr impar de gheare (fig. 8.22), ghearele unui semicuplaj intrînd respectiv în golurile celuilalt.

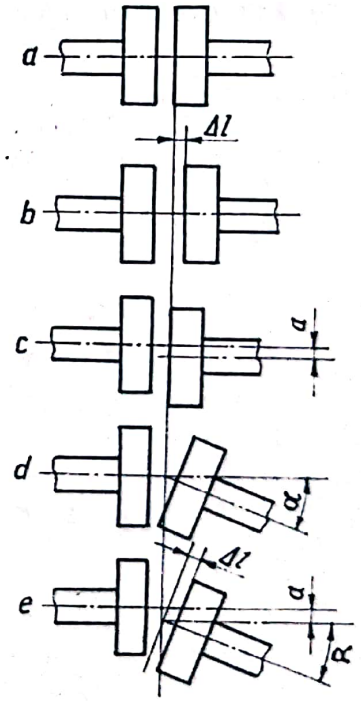


Fig. 8.15. Pozițiile relative ale arborilor : *a* — poziție de referință ; *b* — abatere axială ; *c* — abatere radială ; *d* — abatere unghiulară ; e — abatere combinată.

Scanned with OKEN Scanner

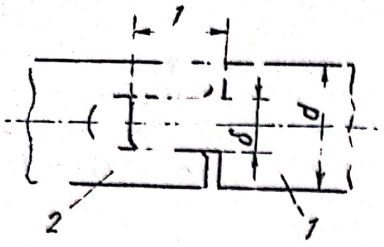


Fig. 8.16. Cuplaj cu gheară frezată : *1* și *2* — arbori.

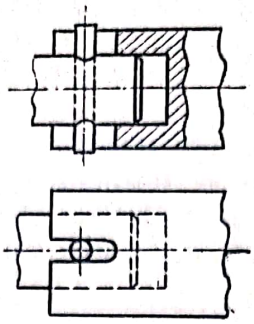


Fig. 8.17. Cuplaj cu știft transversal.

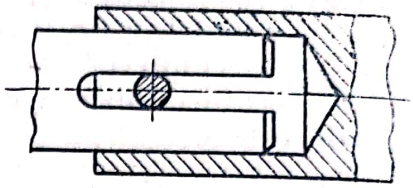


Fig. 8.18. Cuplaj cu știft transversal.

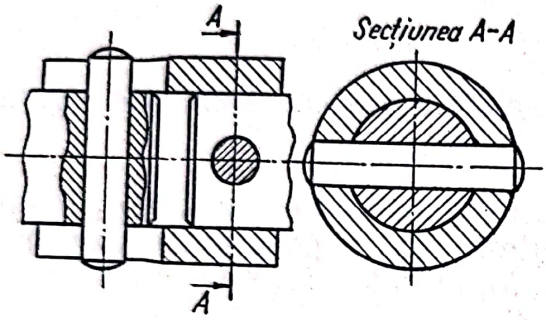


Fig. 8.19. Cuplaj cu știfturi transversale.

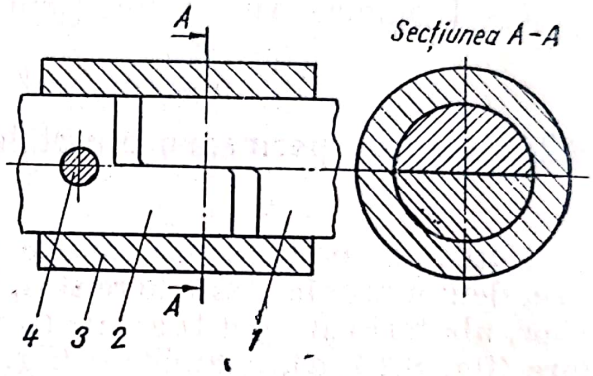


Fig. 8.20. Cuplaj cu gheare frezate : *1* și *2* — arbori : *3* — manșon : *4* — știft.

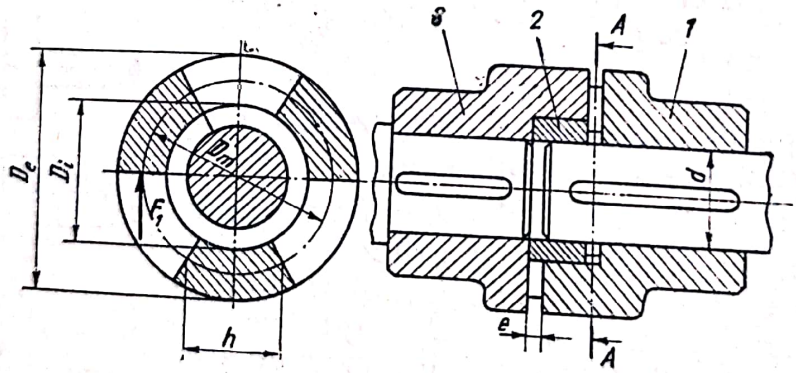


Fig. 8.21. Cuplaj cu gheare : *1* — semicuplaj ; *2* — inel de centrare ; *3* — semicuplaj.

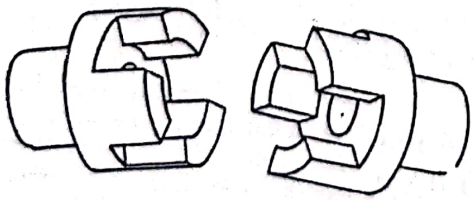


Fig. 8.22. Semicuplaje cu gheare.

Semicuplajele se centrează cu ajutorul unui inel 2. Semicuplajele se confecționează de obicei din fontă cenușie.

Momentul se transmite prin contactul pe fețele laterale ale ghearelor.

Ghearele sînt solicitate la presiune de contact și la încovoiere.

Scanned with OKEN Scanner

La un cuplaj cu z gheare, asupra unei singure suprafeţe de contact acţionează sarcina concentrată (fig. 8.23)

$$F_1 = \frac{M_{tc}}{\frac{D_m}{2} z}, \quad (8.11)$$

în care D_m este diametrul mediu al suprafeţei de contact.

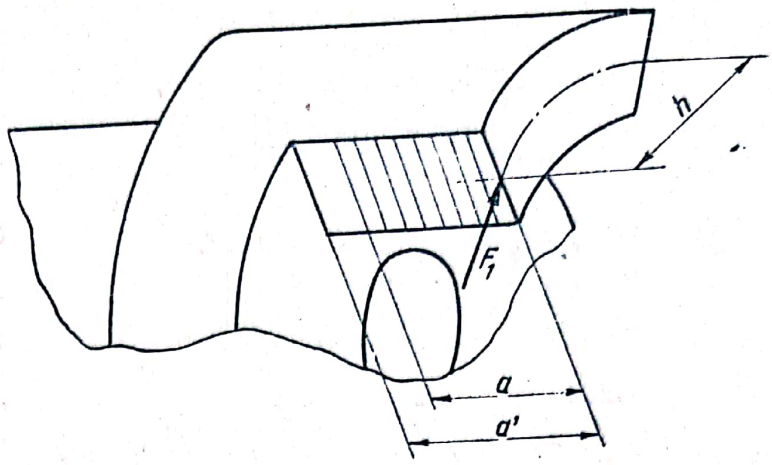


Fig. 8.23. Schema de încărcare a ghearei.

Presiunea de contact pe suprafaţa ghearei, avînd adîncimea de contact a şi lăţimea $\frac{D_e - D_i}{2}$ va fi

$$p = \frac{F_1}{\frac{D_e - D_i}{2} a} \leqslant p_a. \quad (8.12)$$

Deoarece sarcina nu se repartizează uniform şi pentru a permite deplasări axiale sub sarcină, se iau presiuni de contact relativ mici,

$$p_a = 20 - 25 \text{ N/mm}^2 \text{ (pentru fontă).}$$

În cazul verificării la încovoiere, se consideră că forţa concentrată acţionează la capătul ghearei (cazul cel mai nefavorabil).

Efortul unitar maxim de încovoiere va fi la baza ghearei,

$$\sigma_i = \frac{F_1 a}{\frac{D_e - D_i}{2} \frac{h^2}{6}} \leqslant \sigma_{ai}; \quad (8.13)$$

$$\sigma_{ai} = 25 - 30 \text{ N/mm}^2 \text{ (pentru fontă).}$$

Acest tip de cuplaj se montează de obicei în mijlocul liniilor de arbori mai lungi, pentru a compensa variaţia lungimilor arborilor provocată de variaţiile de temperatură (de exemplu, la un arbore de transmisie lung de 20 m şi o variaţie de temperatură de 30°C, corespunde o lungire de 7 mm). Se utilizează pentru diametre de arbori pînă la 250 mm şi pot compensa dilatări ale arborilor pînă la 25 mm.

8.2.2.2. Cuplaje permanente mobile cu elemente rigide pentru abateri (deplasări) radiale (Cuplaje Oldham)

În această categorie de cuplaje se menţionează cuplajul Oldham (cu disc intermediar mobil, fig. 8.24), avînd o mare capacitate de compensare radială.

Scanned with OKEN Scanner

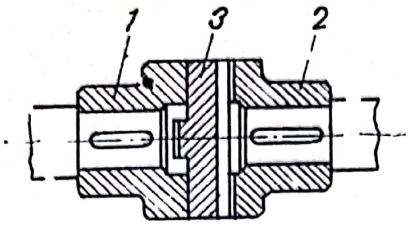


Fig. 8.24. Cuplajul Oldham : *1* — semicuplaj ; *2* — disc intermediar ; *3* — semicuplaj.

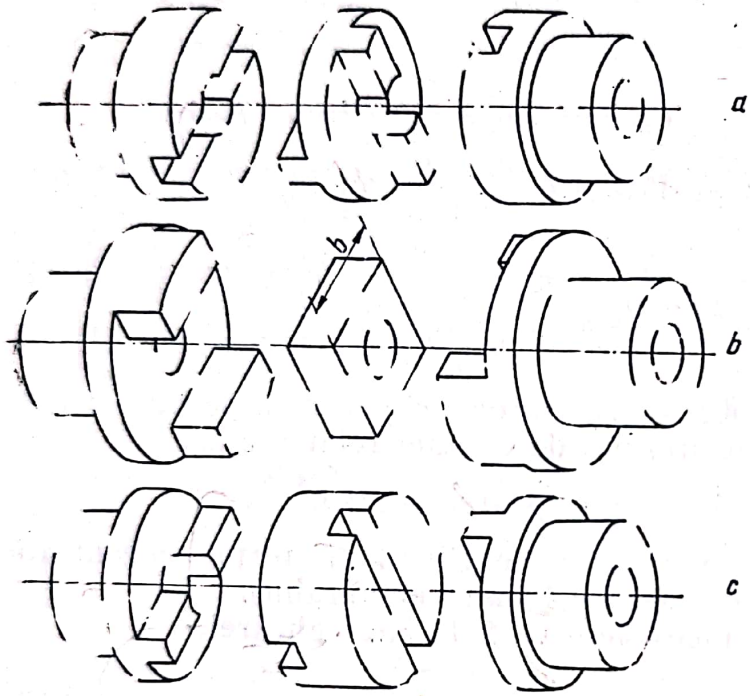


Fig. 8.25. Construcții de cuplaje Oldham.

Variante ale cuplajului sînt prezentate în figura 8.25.

Funcționarea cuplajului, principial aceeași, se explică în baza construcției corespunzătoare figurii 8.24 (sau a figurii 8.25, *a*).

Cele două jumătăți de cuplaj *1* și *2*, fixate pe capetele arborilor sînt prevăzute pe fețele frontale cu cîte un șanț de secțiune dreptunghiulară. Între ele este montat discul 3 care posedă pe ambele fețe, cu un decalaj de 90°, cîte o nervură ce pătrunde cu joc în cele două șanțuri. Cuplajul permite deplasări radiale și mici deplasări axiale.

Odată cu transmiterea mișcării apare alunecarea în ghidaje, discul intermediar executînd o mișcare planetară, cînd centrul său se deplasează pe un cerc cu diametrul egal cu excentricitatea *e* a arborilor. La o rotație completă a arborilor, centrul discului intermediar face două rotații (fig. 8.26).

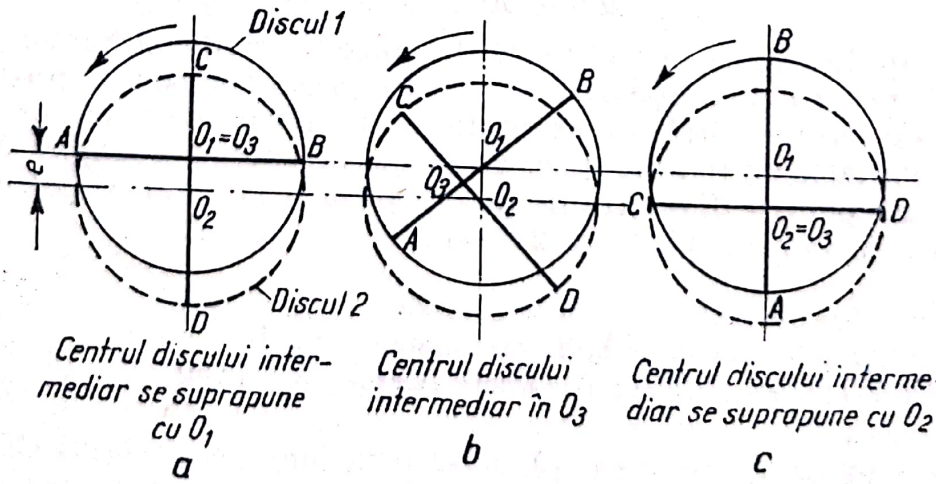


Fig. 8.26. Poziția relativă a discurilor în timpul rotirii.

Scanned with OKEN Scanner

Datorită alunecării, aceste cuplaje au o uzură mare, iar randamentul lor este $\eta = 0{,}93 \ldots 0{,}97$. Pentru a micşora uzura, se indică utilizarea oţelurilor cementabile şi ungerea lor.

Nervurile sînt solicitate la presiune de contact. Repartizarea presiunilor se consideră triunghiulară, adică presiunile sînt proporţionale cu deformaţiile de strivire. Datorită jocului şi a gradului de uzură, contactul va avea loc pe porţiunile $c_1c_2 = K_0D$ (fig. 8.27) şi adîncimea a. Presiunea maximă se poate determina dacă cuplul dat de rezultanta F a presiunilor se egalează cu momentul de torsiune de calcul :

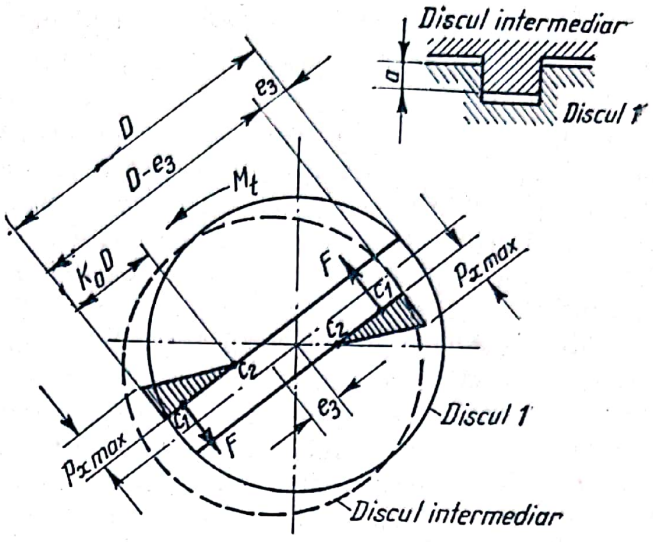


Fig. 8.27. Repartizarea sarcinii asupra nervurii.

$$M_{tc} = F\left[(D - e_3) - \frac{2}{3} K_0 D\right] = \frac{p_{max} K_0 D\, a}{2}\left[\left(1 - \frac{2}{3} K_0\right) D - e_3\right]. \quad (8.14)$$

Valoarea maximă a presiunii se obţine pentru $e_3 = e$;

$$p_{max} = \frac{2M_{tc}}{K_0 D\, a\left[\left(1 - \frac{2}{3} K_0\right) D - e\right]} \leqslant p_a, \quad (8.15)$$

unde $K_0 = 0{,}3 - 0{,}4$.

În cazul variantei din figura 8.25, *b*, elementul intermediar se execută adesea din textolit. Relaţia (8.15) este valabilă şi pentru acest cuplaj, dacă în loc de D se introduce lăţimea b.

Presiunile admisibile se iau $p_a = 25$ N/mm², pentru oţel călit şi $p_a = 10$ N/mm², pentru textolit.

Randamentul cuplajului se determină cu relaţia

$$\eta = 1 - 2{,}55\ \mu \frac{e}{D}. \quad (8.16)$$

După cum rezultă din relaţia (8.16), pierderea de putere este proporţională cu coeficientul de frecare μ şi cu raportul $\frac{e}{D}$. De aceea, pentru a micşora pierderile de putere, piesele în frecare se ung la intervale mici de timp, iar cuplajele se utilizează numai pentru compensarea deplasărilor radiale mici, datorate montajului.

Scanned with OKEN Scanner

8.2.2.3. Cuplaje permanente mobile cu elemente rigide pentru abateri (deplasări) unghiulare (Cuplajul cardanic)

Cuplajul cardanic (denumit şi articulaţie cardanică, articulaţie universală sau articulaţie Hooke) permite transmiterea mişcării de rotaţie între arbori concurenţi ale căror axe formează un unghi $\alpha < 45°$. El se compune în esenţă, din elementele conducător *1* şi condus *3* (denumite în general furci), legate printr-un element intermediar *2* de o anumită construcţie, denumit : inel, (fig. 8.28), cruce (fig. 8.29), nucă (fig. 8.30) etc.

Furcile sînt decalate una faţă de cealaltă cu 90°. Ele sînt prevăzute cu butuci canelaţi, pentru montarea lor pe capetele arborilor motor, respectiv condus. Cuplajele cardanice se utilizează în construcţia autovehiculelor (fig. 8.31), a vehiculelor de cale ferată, a maşinilor-unelte (fig. 8.32, în care cuplajele cardanice sînt notate cu *A*, *B*, *C*), a capetelor de găurit multiax (fig. 8.33), a maşinilor agricole etc.

În cazul utilizării unui cuplaj cardanic simplu (fig. 8.34), viteza unghiulară ω_2 a arborelui condus variază în timp, chiar dacă viteza unghiulară ω_1 a arborelui motor este riguros constantă. Ea oscilează de două ori pe parcursul unei rotaţii complete între o valoare minimă (cînd crucea se află într-un plan perpendicular pe arborele motor *1*, fig. 8.34, *a* ; unghiul de rotire a furcii de pe arborele *1*, $\varphi_1 = 0°$) şi una maximă (crucea se află într-un plan perpendicular pe arborele condus *3*, fig. 8.34, *b* ; unghiul de rotire a furcii de pe arborele *1*, $\varphi_1 = 90°$) :

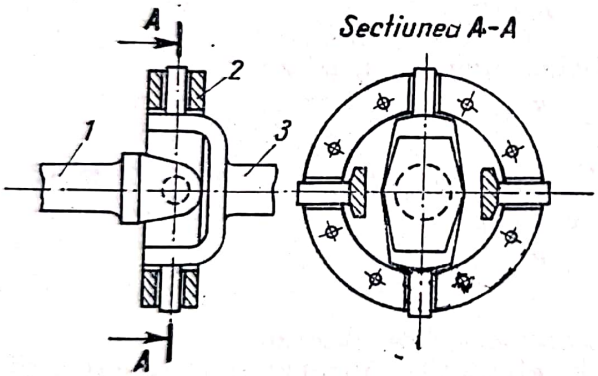


Fig. 8.28. Cuplaj cardanic : *1* — furcă ; *2* — inel; *3* — furcă.

$$\omega_{2min} = \omega_1 \cos\alpha\,; \quad \omega_{2max} = \frac{\omega_1}{\cos\alpha}. \tag{8.17}$$

Raportul vitezelor unghiulare extreme va fi

$$\frac{\omega_{2max}}{\omega_{2min}} = \frac{1}{\cos^2\alpha}. \tag{8.18}$$

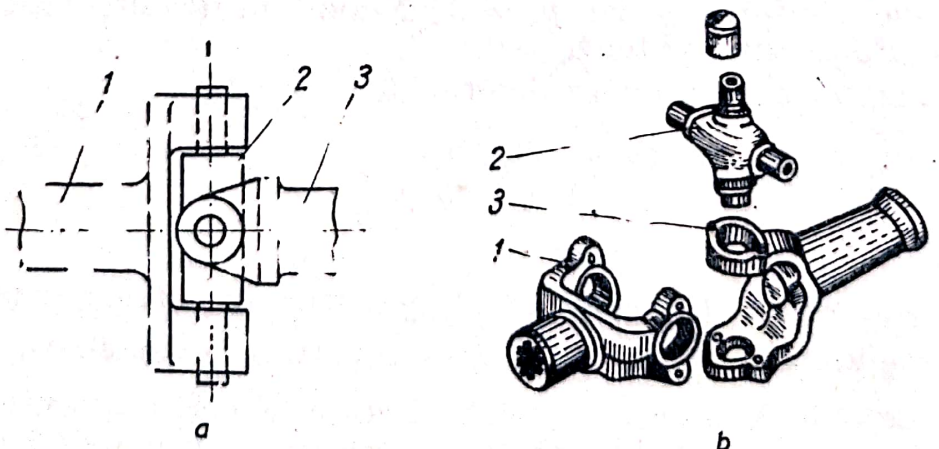


Fig. 8.29. Cuplaj cardanic : *a* — montat ; *1* — furcă ; *2* — cruce ; *3*—furcă ; *b* — demontat; *1* — furcă ; *2* — cruce; *3* — furcă.

Scanned with OKEN Scanner

După cum reiese din relaţia (8.18), neuniformitatea transmiterii mişcării creşte cu creşterea unghiului α. Dacă pe arborele condus se găsesc mase rotitoare cu momente mari de inerţie, variaţia vitezei unghiulare ω_2 duce la apariţia solicitărilor dinamice ale elementelor cuplajului. De asemenea, pot apare oscilaţii de torsiune care pot deveni, în unele cazuri, periculoase. Neuniformitatea transmiterii mişcării conduce şi la intensificarea uzurii şi oboselii organelor implicate.

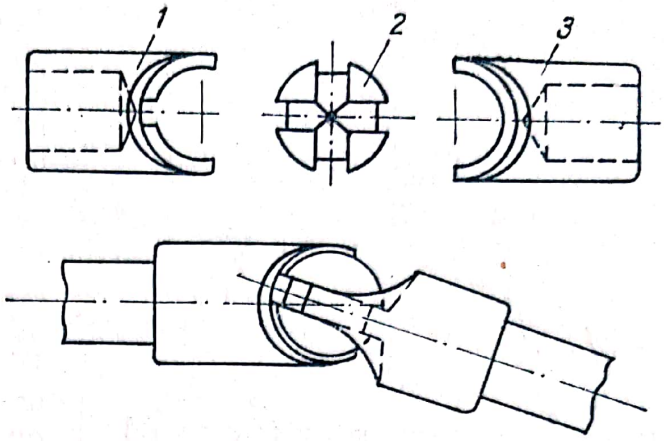


Fig. 8.30. Cuplaj cardanic: *1* — furcă; *2* — cruce; *3* — furcă.

În afara forţelor care concură la transmiterea momentului de torsiune (forţe tangenţiale), în cuplaj apar şi forţe parazite, care nu contribuie la transmiterea momentului, dar care provoacă solicitări suplimentare în piesele articulaţiei şi pierderi de putere (fig. 8.35, 8.36).

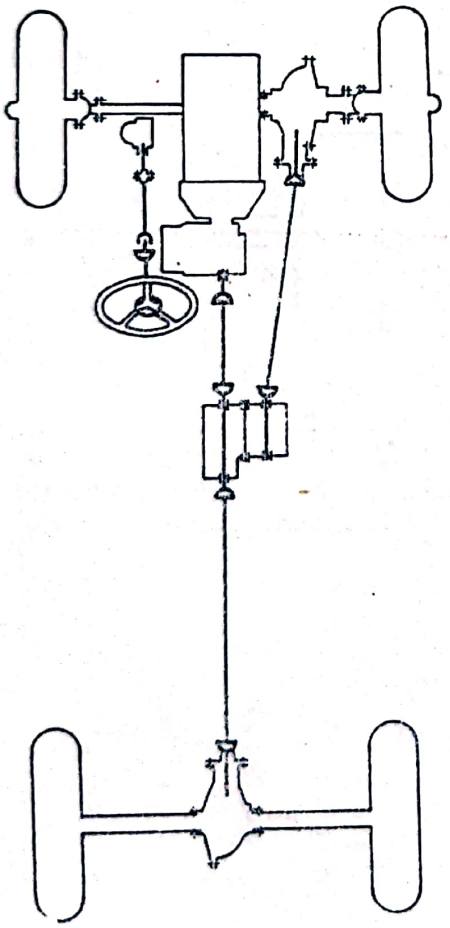


Fig. 8.31. Utilizarea cuplajelor cardanice în construcţia autovehiculelor.

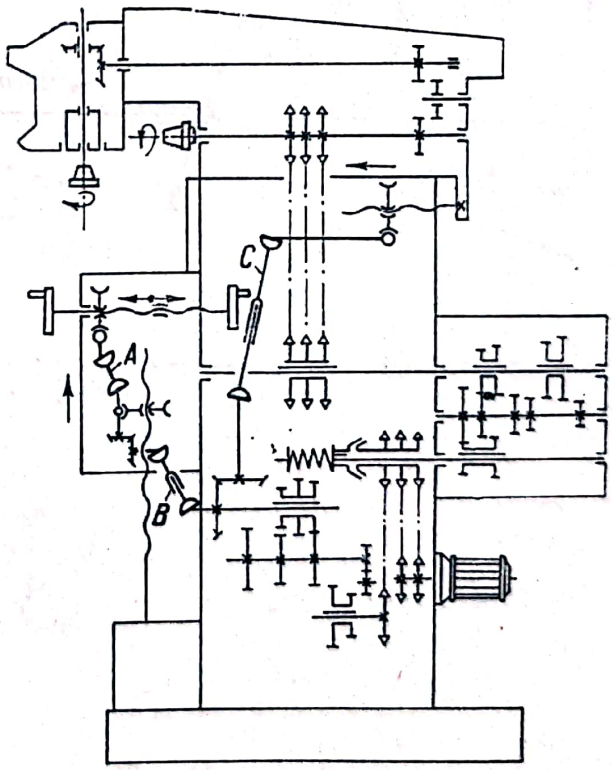


Fig. 8.32. Utilizarea cuplajelor cardanice în construcţia maşinilor unelte.

Scanned with OKEN Scanner

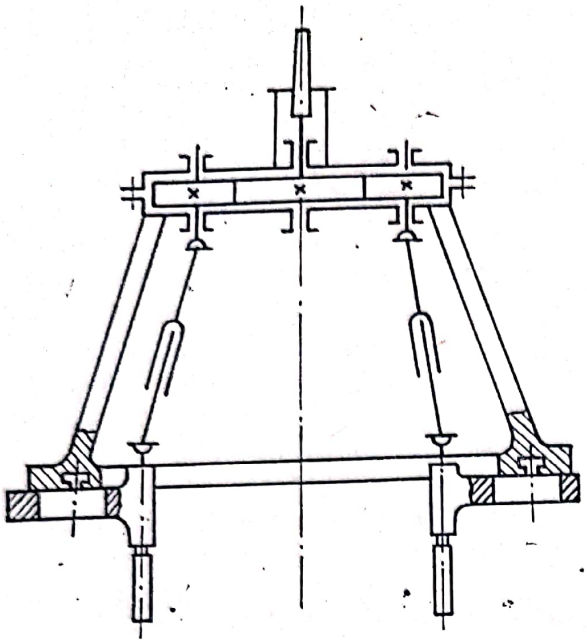


Fig. 8.33. Utilizarea cuplajelor cardanice în construcția capetelor de găurit multiax.

Pentru calculul cuplajelor cardanice de diferite tipuri există puține date în literatura de specialitate. În general cataloagele firmelor producătoare menționează momentele de răsucire capabile ale cuplajelor respective.

Mai jos se prezintă calculul fusurilor la cuplajele cardanice cu cruce. Pentru aceasta se determină forța maximă care le solicită. Dacă arborele *1* transmite un moment M_{t_1}, fusurile legate de furca de pe arborele *1* vor fi solicitate de forțele $F_1 = M_{t_1}/d_c$ și F_{a_1} care este nulă pentru $\varphi_1 = 0°$ și are valoarea maximă pentru $\varphi_1 = 90°$,

$$F_{a_1} = F_1 \operatorname{tg}\alpha. \qquad (8.19)$$

Dacă se consideră randamentul articulației $\eta = 1$, pe baza egalității puterii transmise se poate scrie:

$$M_{t_1}\,\omega_1 = M_{t_{2max}}\,\omega_{2min}, \qquad (8.20)$$

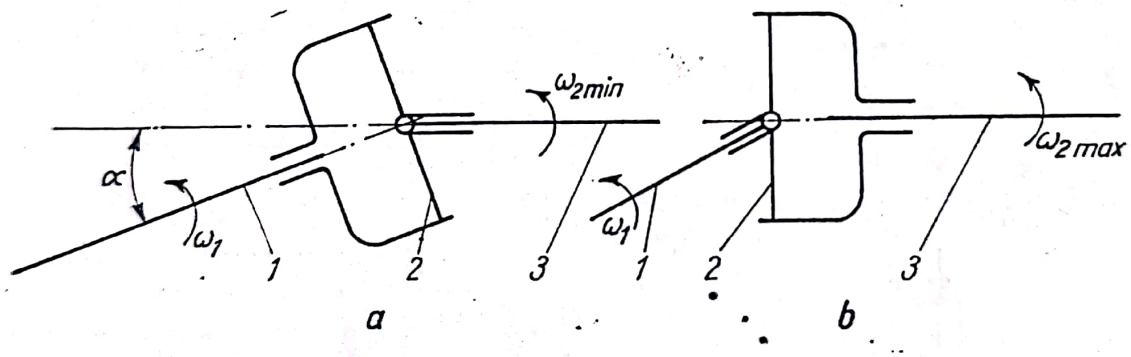


Fig. 8.34. Elemente privind cinematica cuplajelor cardanice: *1*— arbore motor: 2— cruce: 3 —arbore condus.

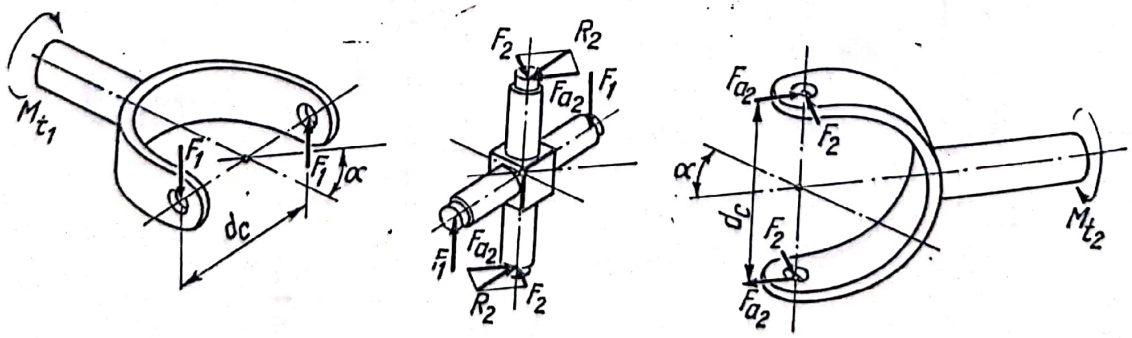


Fig. 8.35. Forțele din cuplajul cardanic.

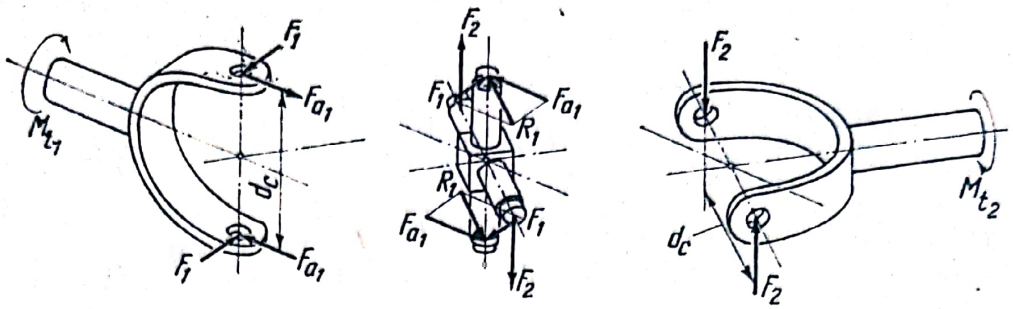


Fig. 8.36. Forţele din cuplajul cardanic.

sau

$$M_{t_{2max}} = M_{t_1} \frac{\omega_1}{\omega_{2min}} = \frac{M_{t_1}}{\cos\alpha}. \qquad (8.21)$$

Forţa tangenţială maximă care solicită fusurile legate de furca *2* va fi (pentru $\varphi_1 = 90°$, fig. 8.34, *b* sau fig. 8.36)

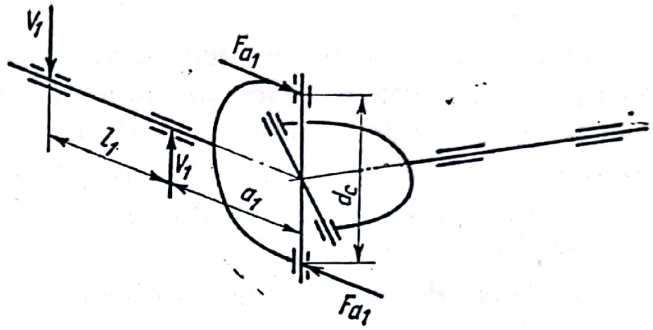


Fig. 8.37. Solicitarea arborilor la încovoiere.

$$F_{2max} = \frac{M_{t_{2max}}}{d_c} = \frac{M_{t_1}}{d_c \cos\alpha}. \qquad (8.22)$$

Forţa axială F_{a2}, care încarcă aceste fusuri este nulă pentru $\varphi_1 = 90°$ şi maximă pentru $\varphi_1 = 0°$:

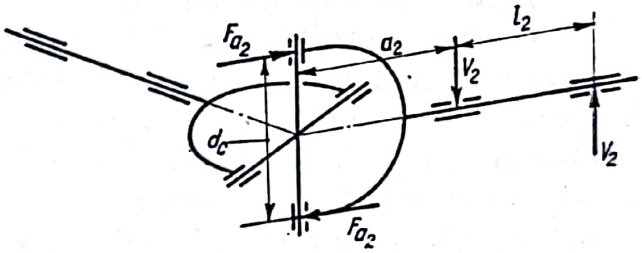


Fig. 8.38. Solicitarea arborilor la încovoiere.

$$F_a = F_1 \sin\alpha. \qquad (8.23)$$

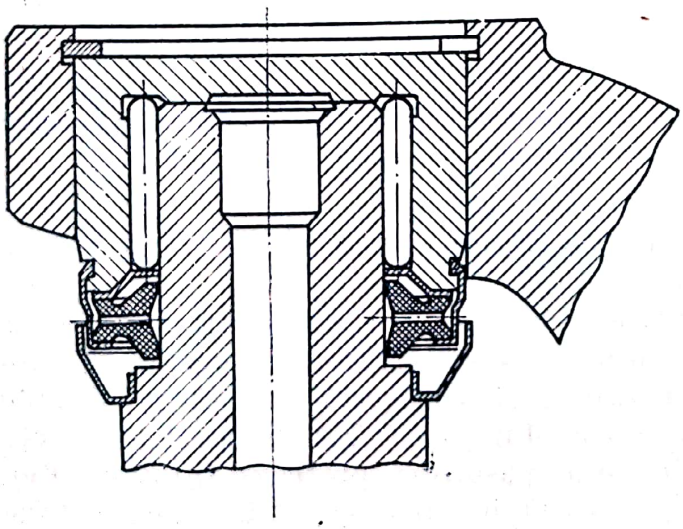


Fig. 8.39. Rezemarea fusului crucii cardanice.

Se observă că, exceptînd forţa F_1, celelalte forţe trec de două ori prin valorile maxime şi minime, la o rotaţie. Calculul fusurilor rezemate în lagăre de alunecare se poate face deci, ţinînd seama de forţele de mai sus, aşa cum s-a indicat la capitolul 7.2.

Forţele axiale solicită suplimentar arborii la încovoiere, avînd poziţiile din figurile 8.37, 8.38.

Fusurile crucii se pot rezema în lagăre de alunecare sau în rulmenţi cu ace (fig. 8.39).

Scanned with OKEN Scanner

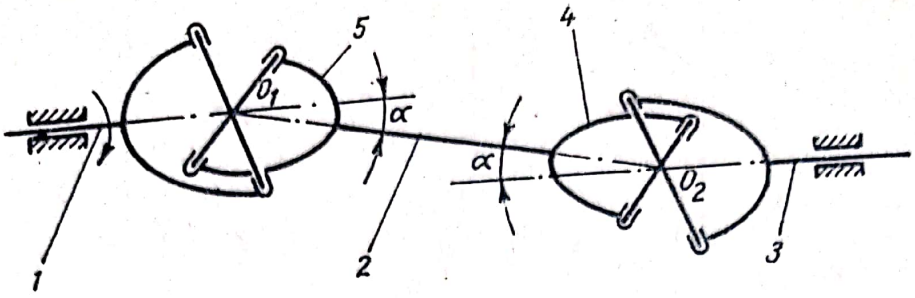


Fig. 8.40. Articulația cardanică sincronă : *1* — arbore motor: 2 — arbore intermediar : *3* — arbore condus : *4* — furcă : *5* — furcă.

După cum s-a arătat mai sus, în cazul cuplajelor cardanice simple, viteza unghiulară a arborelui condus variază. Pentru a asigura constanța acestei viteze, deci pentru a realiza o construcție sincronă se pot lega două articulații cardanice (fig. 8.40) respectîndu-se următoarele condiții :

— axele alezajelor furcilor *4* și *5* ale arborelui intermediar *2* să fie coplanare ;

— axele de rotație ale furcilor exterioare și ale arborelui să fie coplanare ;

— unghiurile formate de axele de rotație ale furcilor exterioare cu axa arborelui intermediar *2* să fie egale, indiferent de semn.

Aceste articulații (articulații bicardanice) admit unghiuri între axele arborilor *1* și *3* de pînă la $2\alpha = 90°$.

Organele cuplajelor cardanice se confecționează în general din următoarele categorii de materiale :

— crucile — din oțel carbon de cementare sau aliat, deoarece se urmărește realizarea unei durități ridicate a fusurilor ;

— furcile — din oțel carbon turnat sau din fontă maleabilă ;

— arborii — din oțel carbon sau din oțel aliat cu conținut de carbon 0,35...0,45 %.

8.2.2.4. Cuplaje permanente mobile cu elemente rigide pentru abateri (deplasări) combinate (Cuplaje dințate)

În această categorie intră cuplajele dințate, a căror construcție și funcționare reies din figura 8.41.

Elementul principal al cuplajelor dințate este angrenajul realizat de butucii dințați *1* și manșoanele dințate *5*. Centrarea lor, precum și eliminarea deplasărilor radiale ale manșonului se asigură cu ajutorul discului de ghidaj *3*, pe umărul sferic al butucului dințat. Îmbinarea manșoanelor dințate se face prin flanșe cu bucșe de păsuire *7*, prezoane și piulițe. Centrarea celor două manșoane se face cu un inel *6*. Cele două angrenaje funcționează în baie de ulei. Spațiul în care se află lubrifiantul este etanșat

Scanned with OKEN Scanner

prin garniturile *8*, *9* şi prin inelele *O* (poziţia *2*). Demontarea manşoanelor este uşurată de ştifturile de depresare *10*. Butucii dinţaţi se montează pe arbori prin pene paralele sau prin caneluri. Cuplajele dinţate sînt standardizate în STAS 6589-74. Standardul mai include cuplajele pentru cuplarea indirectă a arborilor cu ajutorul unui arbore intermediar şi a două semicuplaje (fig. 8.42), precum şi cele pentru cuplarea indirectă a arborilor cu ajutorul unui tronson intermediar (fig. 8.43). Trebuie menţionată însă existenţa unei mari varietăţi de construcţii de cuplaje dinţate [33] : cuplaje dinţate cu role butoi, cuplaje dinţate cu bile de rulment, cuplaje dinţate de siguranţă, cuplaje dinţate cu comandă exterioară etc.

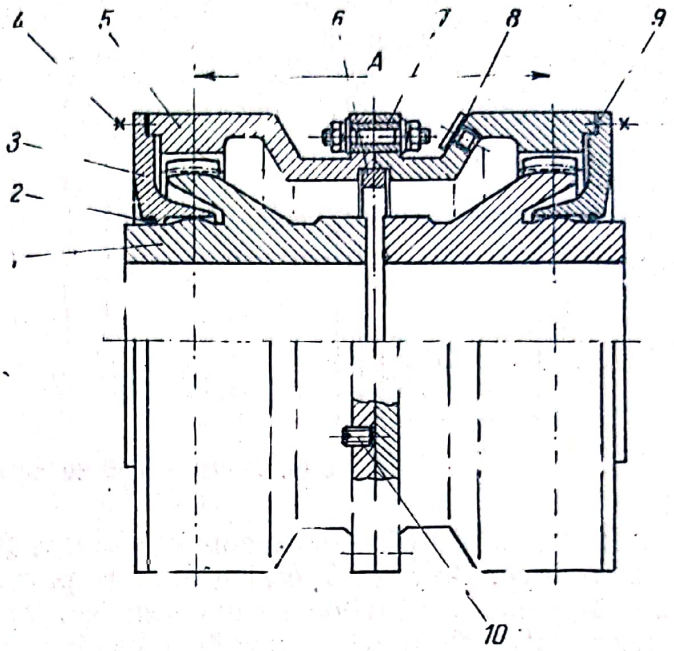


Fig. 8.41. Cuplaj dinţat: *1* — butuc dinţat; 2 — inel O; *3* — disc de ghidaj; *4* — şurub; *5* — manşon dinţat; 6 — inel; 7 — bucşă; *8* — garnitură; *9* — garnitură; *10* — ştift de depresare.

Cuplajele dinţate admit în general abateri (deplasări) axiale de 5... ...10 mm şi abateri unghiulare de pînă la 1°. De asemenea, în cazul arborilor paraleli dar necoaxiali, se admite o dezaxare $a_{max} = 0{,}00873\ A$ (A este reprezentat în figura 8.41)

Există însă construcţii la care unele dintre aceste valori sînt mult depăşite (de exemplu, la cuplajele cu bile de rulment abaterea unghiulară poate depăşi 20°).

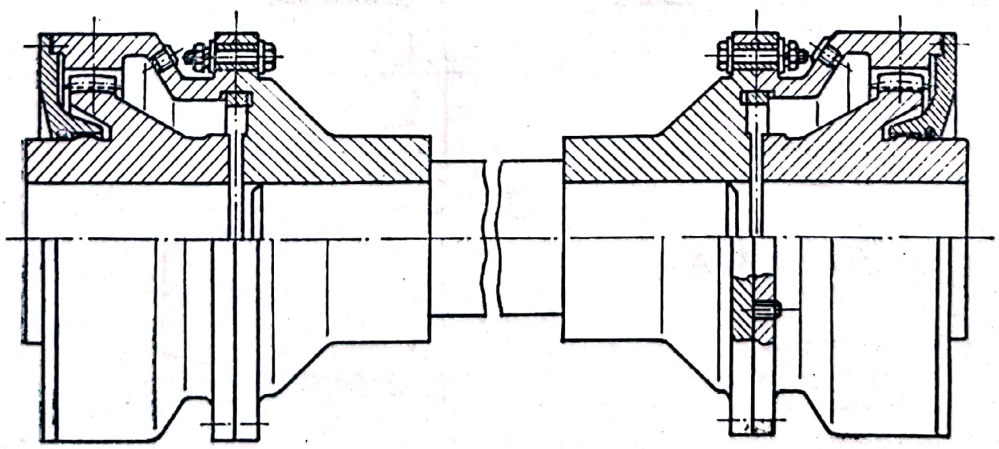


Fig. 8.42. Cuplaj dinţat cu arbore intermediar.

Scanned with OKEN Scanner

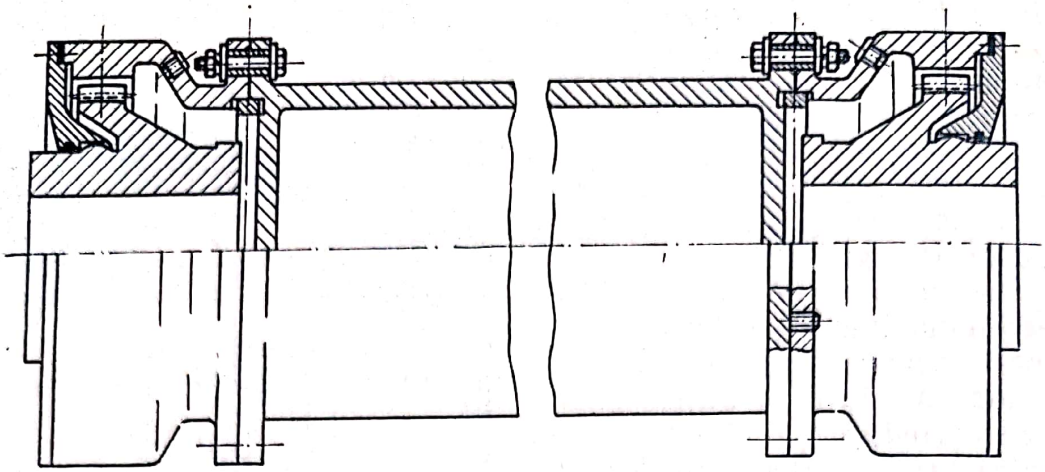


Fig. 8.43. Cuplaj dințat cu tronson intermediar.

Numărul de dinți se recomandă între 28 și 30, cu tendința actuală de a se reduce. De regulă se aleg numere pare. Modulul danturii variază între 2 și 16 mm. Danturile sînt evolventice, iar angrenajul se realizează cu joc mărit între flancuri. Suprafața exterioară a danturii butucului dințat (cilindrul de vîrf) se prelucrează sferic. Dantura butucilor se execută avînd secțiunea dintelui pe cilindrul de divizare de formă bombată (fig. 8.44). Așezarea danturii în cazul deplasărilor unghiulare reiese din figura 8.45.

Butucii și manșoanele se execută din oțel carbon de calitate (STAS 880—66) sau din oțel aliat (STAS 791—66). Dantura se tratează termic pentru a avea o duritate de 35...40 HRC (la danturi nitrurate se atinge 48...53 HRC).

Alegerea cuplajelor dințate se face pe baza momentului nominal maxim M_{tc} care poate fi transmis :

$$M_{tc} = M_a K_1 K_2 \qquad [\mathrm{N \cdot m}], \qquad (8.24)$$

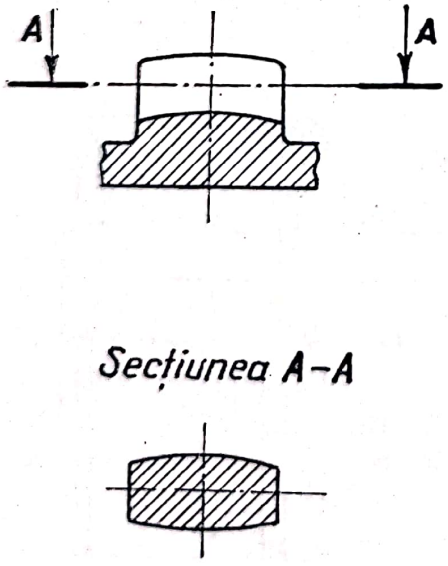


Fig. 8.44. Forma secțiunii dintelui.

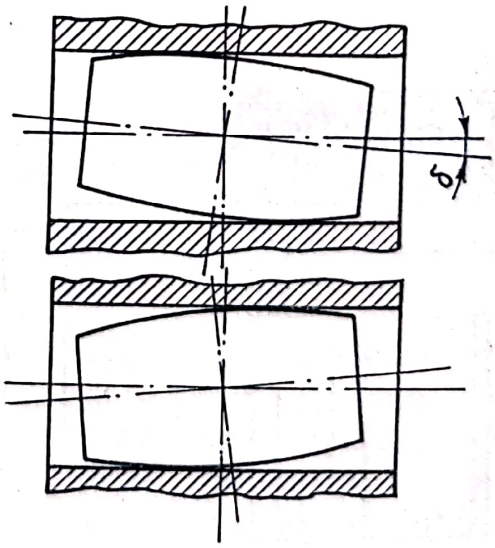


Fig. 8.45. Așezarea danturii în cazul deplasărilor unghiulare.

Scanned with OKEN Scanner

unde M_a este momentul care acţionează timp îndelungat asupra arborilor cuplaţi; se determină cu relaţia

$$M_a = 9\,550 \cdot \frac{N}{n}\,[\mathrm{N \cdot m}]; \qquad (8.25)$$

N — puterea (kW); n — turaţia [rot/min].

Coeficienţii K_1 (care ţine seama de importanţa transmisiei) şi K_2 (care ţine seama de condiţiile de funcţionare a cuplajului) se aleg din tabelele 8.5 şi 8.6 (STAS 6589-74).

Tabelul 8.5

Valorile coeficientului care ţine seama de importanţa transmisiei

Gradul de importanţă a transmisiei	K_1
Ruperea cuplajului poate provoca	
— oprirea maşinii	1
— avarierea maşinii	1,2
— avarierea mai multor maşini	1,6
— victime omeneşti	2

Tabelul 8.6

Valorile coeficientului care ţine seama de condiţiile de funcţionare a cuplajului

Regimul de funcţionare al maşinii antrenate	Maşina motoare		
	Motor electric sau turbină	Motor hidraulic	Motor cu combustie internă
	K_2		
Mers uniform, fără şocuri şi suprasarcini; porniri rare. $M_{max} \leqslant 1{,}5\ M_a$	1,00	1,12	1,25
Mers relativ uniform, şocuri mici şi rare; suprasarcini uşoare şi de scurtă durată. $M_{max} \leqslant 1{,}8\ M_a$	1,12	1,25	1,40
Mers neuniform, şocuri moderate şi relativ frecvente; suprasarcini relativ importante şi de scurtă durată $M_{max} \leqslant 2{,}2\ M_a$	1,25	1,40	1,60
Mers neuniform, şocuri mari şi frecvente; suprasarcini importante şi frecvente. Inversări de sens frecvente şi rapide $M_{max} \leqslant 3\ M_a$	1,60	1,80	2,00
Mers foarte neuniform, şocuri foarte mari şi repetate; suprasarcini foarte importante. Inversări de sens foarte frecvente şi rapide $M_{max} \leqslant (3\ldots3{,}5)\ M_a$	2,00	2,20	2,50

Calcule detaliate geometrice şi de rezistenţă se prezintă în [33].

Scanned with OKEN Scanner

8.2.3. Cuplaje permanente mobile cu elemente elastice

Aceste cuplaje, denumite în mod curent *cuplaje elastice*, se caracterizează, din punct de vedere constructiv, printr-o trăsătură comună : existenţa unui element elastic (metalic sau nemetalic), între semicuplajele montate pe arborii între care se realizează legătura, element care participă, deci, la transmiterea momentului de torsiune. Elementul elastic este organul principal al acestor cuplaje. El determină proprietăţile precum şi proiectarea cuplajului. Cuplajele elastice se utilizează pentru realizarea următoarelor obiective :

a) Atenuarea şocurilor de torsiune care apar în sistemul mecanic şi care se pot datora atît maşinii motoare cît şi maşinii de lucru. Energia de şoc se transformă parţial în căldură (deoarece există frecări interioare sau exterioare aferente elementelor elastice) şi parţial în energie potenţială, prin deformarea elementului elastic la rotirea relativă a semicuplajelor.Energia acumulată prin deformarea elementelor elastice este redată sistemului mecanic prin revenirea treptată a acestora la forma şi poziţia iniţială.

b) Compensarea elastică a impreciziilor datorate execuţiei sau montajului.

c) Deplasarea frecvenţelor proprii ale sistemului mecanic din care face parte, astfel încît să se evite funcţionarea în intervalul de rezonanţă.

O proprietate care caracterizează cuplajele elastice este rigiditatea lor la torsiune. Prin rigiditate la torsiune C, se înţelege momentul de torsiune M care provoacă rotirea relativă a semicuplajelor cu un unghi de 1 radian :

$$C = \frac{M}{\varphi}\left[\frac{N \cdot m}{\text{rad}}\right], \tag{8.26}$$

unde φ — unghiul de rotire relativă a semicuplajelor [rad].

Curba care reprezintă grafic această dependenţă este *caracteristica* cuplajului.

Un cuplaj elastic trebuie să aibă un efect de amortizare (capacitate de amortizare), adică o parte din energia de şoc este disipată prin transformarea ei în căldură. Capacitatea de amortizare este caracterizată prin amortizarea relativă :

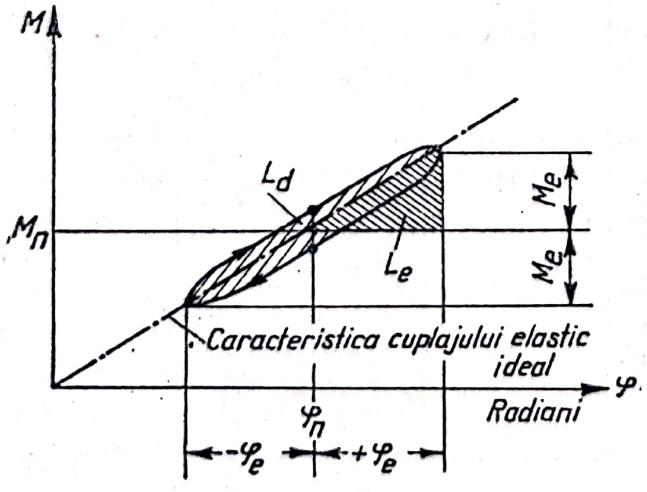


Fig. 8.46. Diagrama $M = f(\varphi)$ la cuplaje elastice.

$$\psi = \frac{L_d}{L_e}, \tag{8.27}$$

unde :

L_d este lucrul mecanic de amortizare transformat în căldură ;

L_e — lucrul mecanic de deformaţie.

Semnificaţia acestor mărimi reiese din figura 8.46. Semicupla-

Scanned with OKEN Scanner

jele sînt rotite relativ cu un unghi φ_n sub acțiunea momentului de torsiune nominal M_n. Prin aplicarea momentului suplimentar (de șoc) M_e se produce o rotire relativă suplimentară de unghi φ_e. După încetarea șocului are loc o oscilație a sistemului elastic, în jurul poziției date de unghiul φ_n. Această mișcare periodică se atenuează treptat prin efectul de amortizare al cuplajului. Lucrul mecanic de amortizare L_d este dat de aria închisă de bucla de histerezis. Lucrul mecanic de deformație este cantitatea de lucru mecanic acumulat sub formă de energie de deformație (de arcuire) de către un cuplaj elastic ideal (fără amortizare) la rotirea relativă a celor două semicuplaje cu un anumit unghi și care, la revenirea semicuplajelor în poziția inițială este eliberat în întregime. Valorile mai mari ale lui ψ conduc la o funcționare mai liniștită a agregatului format din mașina motoare și cea de lucru.

8.2.3.1. Cuplaje elastice cu elemente metalice

a. Cuplajul cu arcuri cu foi multiple dispuse radial

Legătura dintre semicuplaje se stabilește cu ajutorul pachetelor de arcuri *3*, dispuse radial, care au un capăt încastrat în semicuplajul *1*, fiind reținute în locașurile lor de către inelul *5*, iar celălalt capăt se reazemă liber pe suprafețele crestăturilor practicate în inelul *2*, fixat cu șuruburi de semicuplajul *4* (fig. 8.47). Inelul *2* are și rol de centrare a semicuplajelor. Suprafețele în contact se ung cu unsoare, pentru a se micșora frecările care apar în timpul funcționării. Caracteristica acestui cuplaj este o dreaptă (rigi-

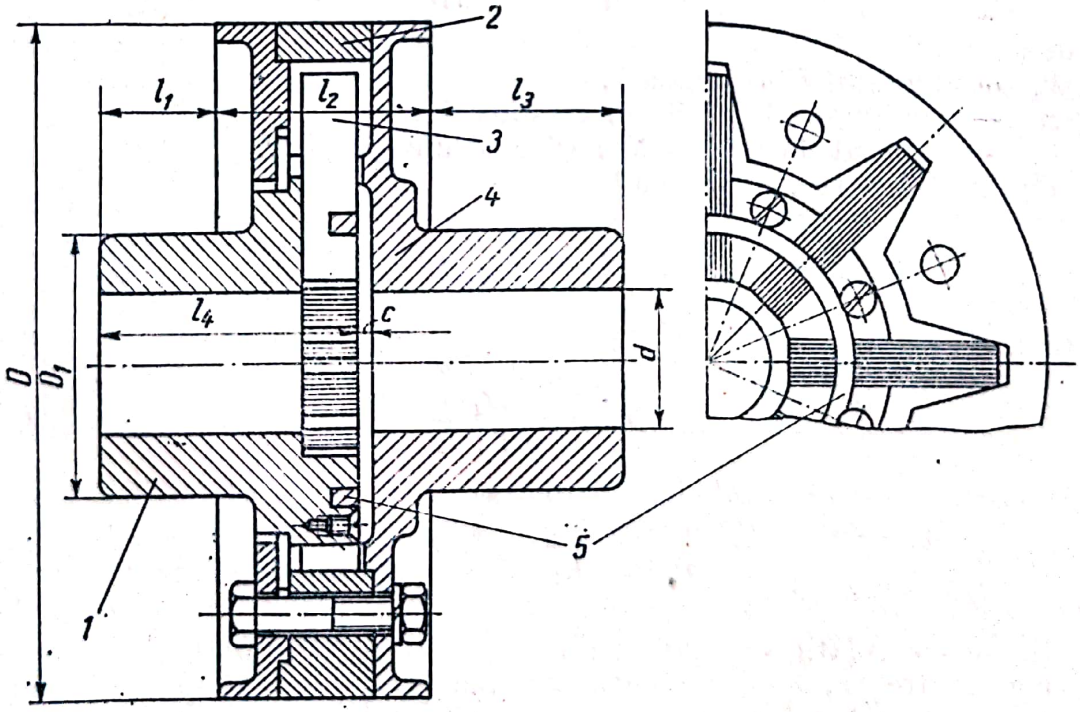


Fig. 8.47. Cuplaj cu arcuri cu foi multiple dispuse radial: *1* — semicuplaj; *2* — inel; *3* — pachet de arcuri; *4* — semicuplaj; *5* — inel.

Scanned with OKEN Scanner

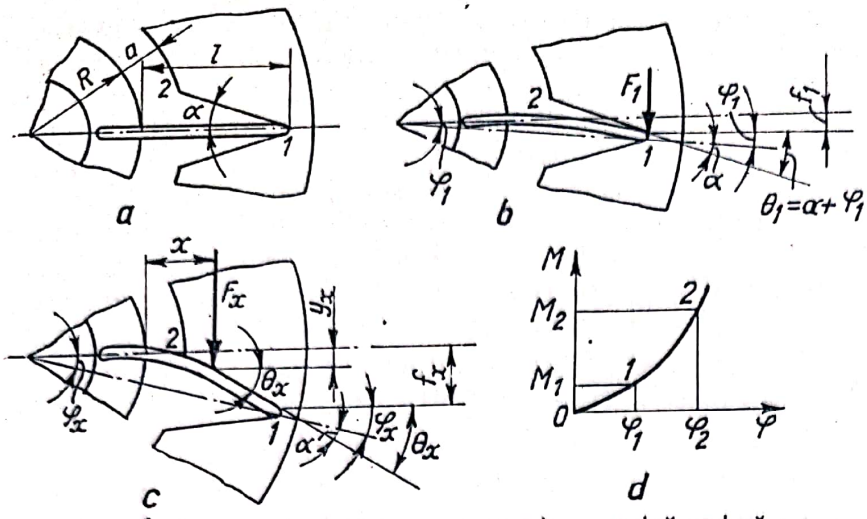


Fig. 8.48. Încărcarea arcului: *a* — repaus; *b* — sarcină redusă; *c* — contact pe fața înclinată a locașului; *d* — caracteristica cuplajului.

ditatea este constantă) atît timp cît pachetul de arcuri nu face contact cu fața înclinată a crestăturii (fig. 8.48, *b*). Apoi, la creșterea momentului transmis, contactul are loc pe fața înclinată, punctul de aplicație a forței se mută continuu, iar caracteristica devine neliniară (între punctele *1* și *2*, fig. 8.48, *c*, *d*). Pentru $x = a$, punctul de aplicație a forței devine iarăși fix, iar caracteristica devine din nou liniară.

Calculul acestor cuplaje urmărește: a) calculul efortului unitar de încovoiere maxim din arcuri în cazul suprasarcinilor; b) determinarea valorii α și a unghiului de rotire relativă a semicuplajelor la suprasarcini; c) calculul numărului de arcuri dintr-un pachet.

Pentru încărcarea corespunzătoare figurii 8.48, *b* (momentul trecerii de la caracteristica liniară la cea neliniară) se scrie

$$\theta_1 = \alpha + \varphi_1, \tag{8.28}$$

unde:

θ_1 este unghiul fibrei medii;

α — semiunghiul profilului crestăturii;

φ_1 — unghiul de rotire relativă a semicuplajelor.

Pe de altă parte, se știe că

$$\theta_1 = \frac{F_1 l^2}{2EI}, \tag{8.29}$$

unde:

$$F_1 = \frac{M_1}{z(R + l)} \tag{8.30}$$

și

$$I = n \frac{bh^3}{12}. \tag{8.31}$$

În aceste relații s-au notat: F_1 — forța tangențială ce revine unui pachet de arcuri; I — momentul de inerție al secțiunii pachetului; z — — numărul pachetelor; n — numărul arcurilor dintr-un pachet; b, h — — lățimea, respectiv grosimea unei foi de arc; R, l — reies din figura 8.48, *a*.

Scanned with OKEN Scanner

Pentru o poziţie determinată de cota $a < x < l$ (fig. 8.48, *c*), se stabilesc relaţii geometrice în tabelul 8.7. Cuplajul trebuie să transmită suprasarcinile (fie la pornire, fie suprasarcini în timpul funcţionării). Acest caz corespunde punctului *2* (fig. 8.48, *c*, *d*) şi este cazul pentru care se efectuează calculele de rezistenţă. Calculele aferente acestei situaţii sînt sistematizate în tabelul 8.8 . S-au utilizat relaţiile din tabelul 8.7, făcîndu-se $x = a$.

Tabelul 8.7

Elemente geometrice pentru cuplajul cu arcuri cu foi multiple dispuse radial

Nr. crt.	Mărimea (parametrul)	Simbol	Relaţia de calcul	Obs.
1	Forţa tangenţială	F_x	$F_x = \dfrac{M_x}{z\,(R + x)}$ (8.32)	
2	Unghiul fibrei medii	θ_x	$\theta_x = \varphi_x + \alpha = \dfrac{F_x x^2}{2\,EI}$ (8.33)	S-a considerat $\operatorname{tg}\theta_x \cong \theta_x$; $\operatorname{tg}(\varphi_x + \alpha) \simeq (\varphi_x + \alpha)$
3	Săgeata	y_x	$y_x = \dfrac{F_x x^3}{3\,EI}$ (8.34) $y_x = \dfrac{2}{3} x\,(\varphi_x + \alpha)$ (8.35)	Din relaţiile (8.33) şi (8.34)
4	Săgeata la capătul pachetului	f_x	$f_x = y_x + (l - x)\,(\varphi_x + \alpha)$ (8.36) $f_x = (\varphi_x + \alpha)\left(l - \dfrac{x}{3}\right)$ (8.37)	S-a considerat $\operatorname{tg}(\varphi_x + \alpha) \approx (\varphi_x + \alpha)$ Din (8.35) şi (8.36)
5	Unghiul de rotire relativă a semicuplajelor	φ_x	$\varphi_x = \dfrac{f_x}{R + l}$ (8.38) $\varphi_x = \alpha \dfrac{3l - x}{3R + x}$ (8.39)	Din (8.37) şi (8.38)

Cu notaţiile din figura 8.47, se dau în tabelul 8.9 dimensiunile unor cuplaje cu pachete de arcuri cu foi multiple, dispuse radial [35].

b. Cuplajul cu arc şerpuit (cuplajul Bibby)

Cuplajul cu arc şerpuit (fig. 8.49) este format din două semicuplaje *1* şi *4*, cu dinţi de formă specială, între care este introdus un arc din bandă de oţel *2*, avînd forma şerpuită. Partea activă a cuplajului este protejată cu carcasa *3*. În carcasă se introduce unsoare pentru a evita zgomotul în timpul funcţionării şi pentru a se reduce uzura. La unele construcţii (fig. 8.50) se asigură etanşarea carcasei cu ajutorul unei etanşări cu contact *1*.

Scanned with OKEN Scanner

Tabelul 8.8

Calculul cuplajului cu arcuri cu foi multiple dispuse radial

Nr. crt.	Mărimea (parametrul)	Simbol	Relația de calcul	Observații
1	Momentul de torsiune de calcul	M_{tc}	$M_{tc} = M_2 = k\,M_t$	Relația (8.1)
2	Forța tangențială de calcul	F_{tc}	$F_{tc} = F_2 = \dfrac{M_{tc}}{z\,(R+a)}$ (8.40)	Acționează în punctul 2
3	Unghiul fibrei medii	θ_c	$\theta_c = \varphi_c + \alpha = \dfrac{F_{tc}\,a^2}{2\,EI}$ (8.41)	
4	Unghiul de rotire relativă a semicuplajelor	φ_c	$\varphi_c = \alpha\,\dfrac{3l-a}{3R+a}$ (8.42)	
5	Efortul unitar maxim de încovoiere în secțiunea unei foi de arc	σ_i	$\sigma_i = \dfrac{F_{tc}a}{W} = \dfrac{M_{tc}a}{z\,(R+a)\,n\,\dfrac{bh^2}{6}} \leqslant \sigma_{ai}$, (8.43) sau $\sigma_i = \dfrac{Eh}{a}(\varphi_c + \alpha) \leqslant \sigma_{ai}$ (8.44)	Relație pentru verificarea arcului Din (8.41) și (8.43)
6	Unghiul fibrei medii	θ_c	$\theta_c = \varphi_c + \alpha = \dfrac{a}{h}\,\dfrac{\sigma_{ai}}{E}$ (8.45)	Din (8.44)
7	Semiunghiul profilului crestăturii	α	$\alpha = \dfrac{1}{3}\,\dfrac{a(3R+a)}{hE(R+l)}\,\sigma_{ai}$ (8.46)	Din (8.42.) și (8.45)
8	Unghiul de rotire relativă a semicuplajelor	φ_c	$\varphi_c = \dfrac{1}{3}\,\dfrac{a\,(3l-a)}{hE(R+l)}\,\sigma_{ai}$ (8.47)	Din (8.42) și (8.46)
9	Numărul foilor de arc dintr-un pachet	n	$n = \dfrac{M_{tc}a}{z(R+a)\,\dfrac{bh^2}{6}\,\sigma_{ai}}$ (8.48)	Din (8.43) Se aleg anterior b, h, z.

Tabelul 8.9

Dimensiunile cuplajelor cu arcuri cu foi multiple dispuse radial

Nr. crt.	M_{tc} (N.m)	n_{max} (rot/min)	d (mm)	D (mm)	D_1 (mm)	l_1 (mm)	l_2 (mm)	l_3 (mm)	l_4 (mm)	c (mm)
1	72	4200	25	120	45	14	48	20	55	3
2	270	3500	40	170	70	28	50	45	62	3
3	570	2100	55	210	100	37	62	45	82	3
4	5300	1650	80	290	140	57	87	62	120	3
5	6850	1250	120	368	205	87	105	95	165	3
6	8600	1000	150	436	206	117	117	125	200	3

Scanned with OKEN Scanner

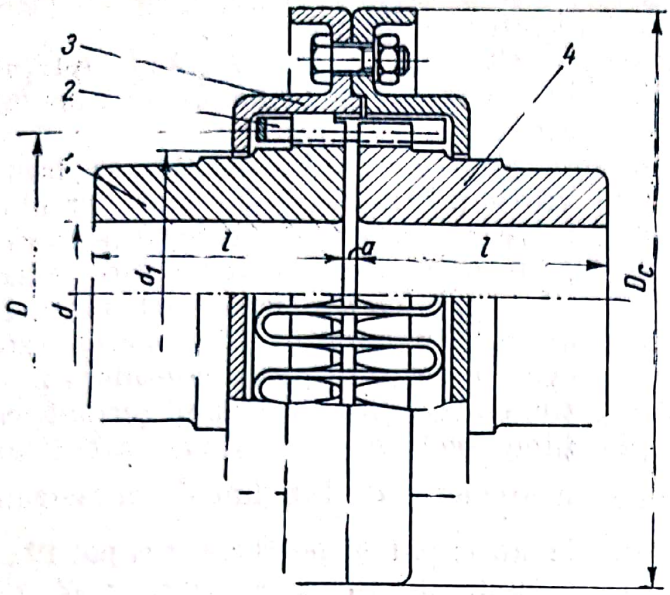


Fig. 8.49. Cuplaj cu arc şerpuit: *1* — semicuplaj ; 2 — arc; 3 — carcasă ; 4 — semicuplaj.

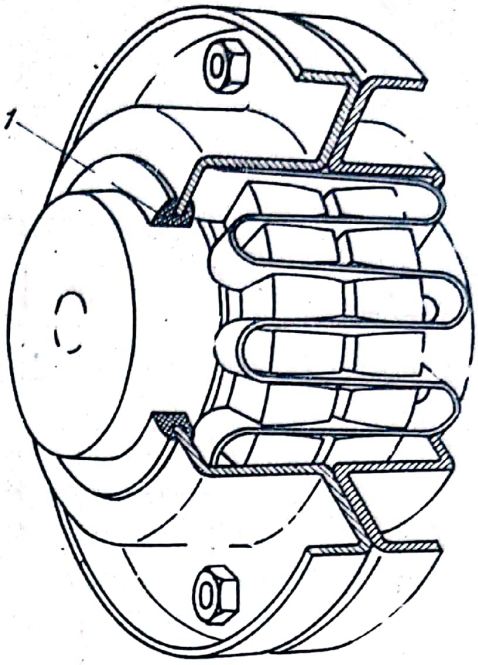


Fig. 8.50. Cuplaj cu arc şerpuit: *1* — inel de etanşare.

Cuplajul cu arc şerpuit permite deplasări axiale ale arborilor de 4...20 mm, deplasări (abateri) radiale de 0,5...3 mm şi deplasări (abateri) unghiulare pînă la 1°15′. Unghiul de răsucire relativă a semicuplajelor poate atinge valoarea $\varphi \approx 1°...1°12'$, iar amortizarea relativă este $\psi = 0{,}5...0{,}6$. Se menţionează că, odată cu creşterea deplasărilor radiale sau unghiulare ale arborilor, unghiul de răsucire elastică relativă maxim scade ; de aceea se recomandă o aliniere cît mai atentă a arborilor.

Poziţia arcului pentru diferite încărcări ale cuplajului reiese din figura 8.51. Cu creşterea momentului de torsiune, arcul se aşează pe

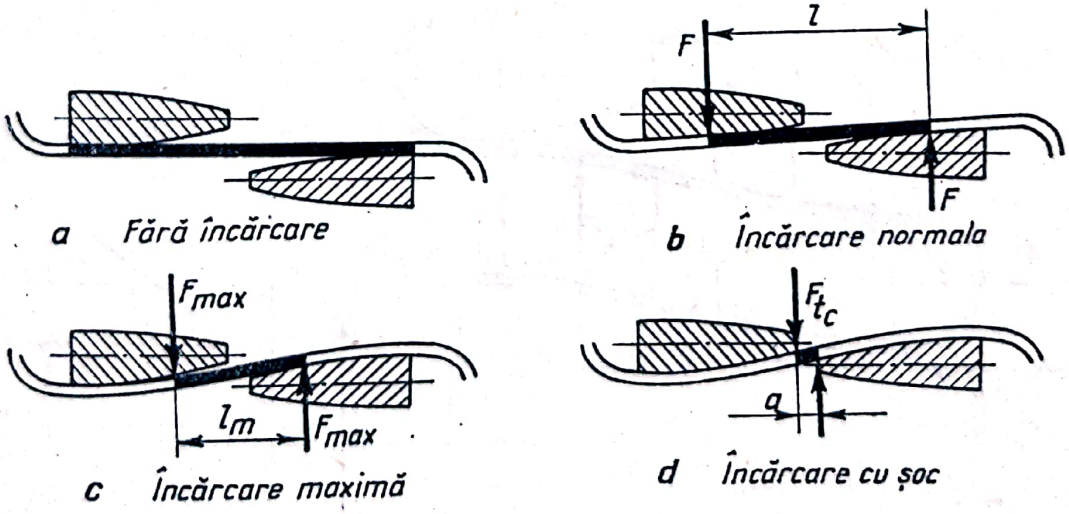


Fig. 8.51. Încărcarea arcului : *a* — fără încărcare ; *b* — încărcare normală; c — încărcare maximă *d* — încărcare cu şoc.

Scanned with OKEN Scanner

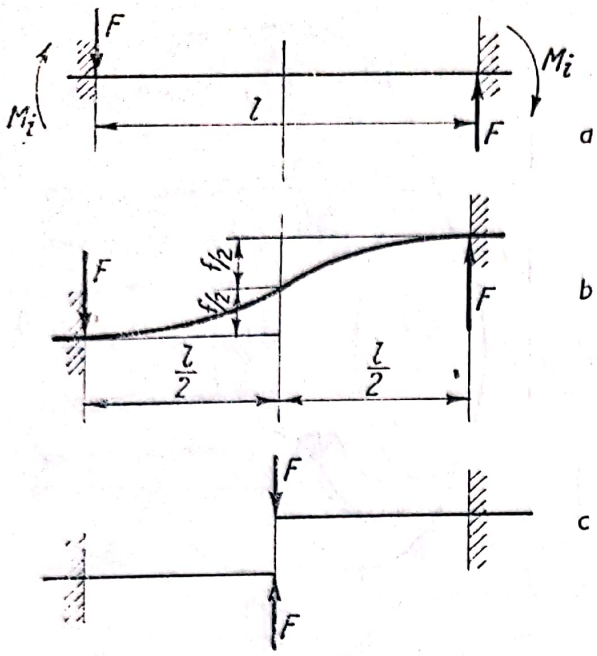


Fig. 8.52. Schemă de calcul.

flancul dinţilor, micşorîndu-se distanţa dintre punctele de aplicaţie ale forţelor tangenţiale şi crescînd rigiditatea cuplajului.

Calculul de rezistenţă al cuplajului se referă în principal la calculul arcului şi al dinţilor.

Pentru calculul arcului, se observă că porţiunile liniare ale arcului lucrează ca grinzi încastrate la capete, momentul în încastrare fiind M_i (fig. 8.52, *a*). Deoarece la mijlocul arcului momentul încovoietor este egal cu zero, se poate considera porţiunea rectilinie a arcului şerpuit, ca fiind secţionată în două arcuri de încovoiere de lungime $\frac{l}{2}$, încastrate la un capăt şi pe al căror capăt liber acţionează forţa F (fig. 8.52, *c*). Profilul dinţilor este un arc de cerc. Ţinînd seama de aceasta se poate scrie

$$M_i = \frac{EI}{r} = \text{const}, \tag{8.49}$$

unde:
M_i — momentul încovoietor pe porţiunea curbată a arcului;
I — momentul de inerţie al secţiunii arcului;

$$M_i = \frac{1}{2} F l = \frac{1}{2} F_{max}\, l_m = \frac{1}{2} F_{tc}\, a. \tag{8.50}$$

Ţinînd seama de (8.50), calculul arcului se va efectua pentru încărcarea nominală a cuplajului. Calculul este sistematizat în tabelul 8.10. Notaţiile sînt cele din figurile 8.52, 8.53, 8.54.

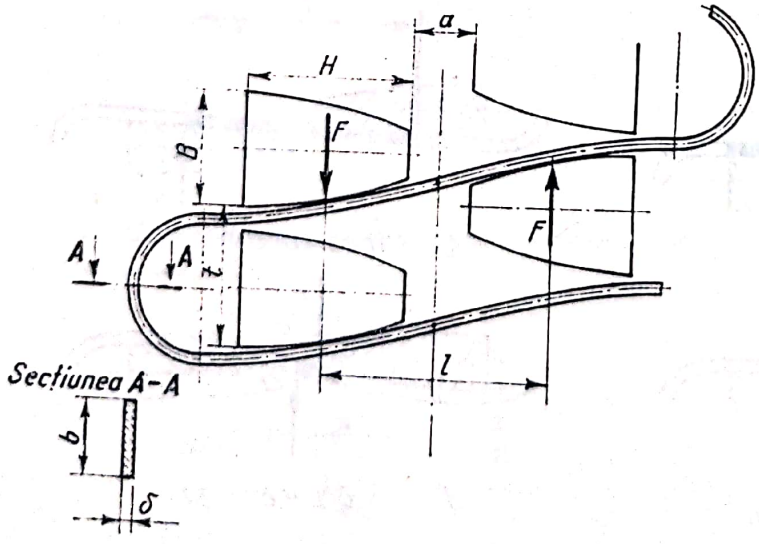


Fig. 8.53. Elemente geometrice.

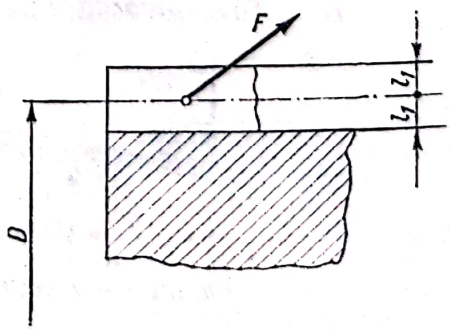


Fig. 8.54. Încărcarea dintelui.

Tabelul 8.10

Calculul cuplajului cu arc șerpuit (Bibby)

Nr. crt.	Mărimea (parametrul)	Simbol	Relația de calcul	Observații
1	Forța tangențială care încarcă o porțiune rectilinie a arcului	F	$F = \dfrac{2M_t}{z\,D}$ (8.51)	z — numărul de dinți (rel. 8.60 sau tab. 8.11); M_t — momentul de torsiune nominal; D — a se vedea figura 8.49
2	Săgeata arcului	f	$f = 2F\left(\dfrac{l}{2}\right)^3 \dfrac{1}{3\,EI} = \dfrac{F\,l^3}{12EI}$ (8.52) $f = \dfrac{1}{6}\,\dfrac{Fl}{2}\,\dfrac{l^2}{\frac{Eb\,\delta^3}{12}} = \dfrac{1}{6}\,\dfrac{b\delta^2}{6}\,\sigma_i\,\dfrac{l^2}{E\,\frac{b\delta^3}{12}}$ (8.53) $f = \dfrac{l^2}{3E\delta}\,\sigma_i$	$I = \dfrac{b\,\delta^3}{12}$ $\dfrac{Fl}{2} = M_i = W\sigma_i$
3	Efortul unitar de încovoiere	σ_i	$\sigma_i = \dfrac{M_i}{W} = \dfrac{3Fl}{b\delta^2} \leqslant \sigma_{ai}$ (8.54)	Calculul de verificare; b, δ-cunoscute
4	Efortul unitar maxim de forfecare din secțiunea arcului	τ_{fmax}	$\tau_{fmax} = \dfrac{3}{2}\,\dfrac{F_{tc}}{b\delta} \leqslant \tau_{af}$	$F_{tc} = \dfrac{2\,M_{tc}}{z\,D}$ Această situație corespunde figurii 8.51
5	Grosimea arcului	δ	$\delta = \dfrac{l^2}{3\,Ef}\,\sigma_{ai}$ (8.55)	Din (8.53). Există relații practice sau tabele pentru alegerea lui δ
6	Lățimea arcului	b	$b = \dfrac{3\,F\,l}{\delta^2\,\sigma_{ai}}$ (8.56)	Din (8.54)
7	Grosimea dintelui	B	$M_{id} = Fl_1 = \dfrac{B^2H}{6}\,\sigma_i$ (8.57) $B \geqslant \sqrt[3]{\dfrac{6\,F\,l_1}{3{,}5\,\sigma_{ai}}}$ (8.58)	M_{id} — momentul încovoietor la baza dintelui. S-a luat $H = 3{,}5\,B$. Trebuie corelată valoarea obținută pt. B cu pasul t (fig. 8.53)
8	Raza de curbură a flancului dintelui	r	$r = \dfrac{EI}{M_i} = \dfrac{EW\,\frac{\delta}{2}}{W\,\sigma_{ai}} = \dfrac{E\delta}{2\sigma_{ai}}$ (8.59)	

Scanned with OKEN Scanner

Numărul de dinți z variază, în general, între 50...100, putînd lua și alte valori (la cuplaje foarte mari, $z = 250$). Acest număr se poate determina cu relația practică [144]

$$z = (40...80)\left(\frac{M_{tc}}{70\,200}\right)^{0,2}, \qquad (8.60)$$

unde M_{tc} [daN·cm] are semnificația de la (8.1), sau z se poate alege din tabelul 8.11.

Tabelul 8.11

Numărul de dinți la cuplajul Bibby

Numărul de dinți z	Momentul de torsiune M_{tc} (rel 8.1.) [N·m]	
	de la	pînă la
20	—	$2,24 \cdot 10^2$
32	$7,33 \cdot 10$	$2,35 \cdot 10^3$
48	$5,57 \cdot 10^2$	$1,78 \cdot 10^4$
64	$2,35 \cdot 10^3$	$7,51 \cdot 10^4$
80	$7,16 \cdot 10^3$	$2,29 \cdot 10^5$
96	$1,78 \cdot 10^4$	$5,70 \cdot 10^5$
112	$3,85 \cdot 10^4$	$1,23 \cdot 10^6$
128	$7,51 \cdot 10^4$	$2,40 \cdot 10^6$
160	$2,29 \cdot 10^5$	—
192	$5,70 \cdot 10^5$	—
224	$1,23 \cdot 10^6$	—

Pentru determinarea grosimii arcului, în lucrarea [144] se indică relația practică

$$\delta = (0,3...0,6)\left(\frac{M_{tc}}{70\,200}\right)^{0,2} [\text{cm}], \qquad (8.61)$$

sau tabelul 8.12.

Tabelul 8.12

Grosimea arcului la cuplajul Bibby

Grosimea arcului δ (mm)	Momentul de torsiune M_{tc} (rel 8.1.) [N·m]	
	de la	pînă la
1,5	—	$2,24 \cdot 10^2$
2	$2,95 \cdot 10$	$9,43 \cdot 10^2$
2,5	$8,99 \cdot 10$	$2,88 \cdot 10^3$
3	$2,24 \cdot 10^2$	$7,16 \cdot 10^3$
3,5	$4,84 \cdot 10^2$	$1,55 \cdot 10^4$
4	$9,34 \cdot 10^2$	$3,02 \cdot 10^4$
5	$2,88 \cdot 10^3$	$9,21 \cdot 10^4$
6	$7,16 \cdot 10^3$	$2,29 \cdot 10^5$
7	$1,55 \cdot 10^4$	$4,95 \cdot 10^5$
8	$3,02 \cdot 10^4$	$9,66 \cdot 10^5$
10	$9,21 \cdot 10^4$	$2,95 \cdot 10^6$
12	$2,29 \cdot 10^5$	—
14	$4,95 \cdot 10^5$	—
16	$9,66 \cdot 10^5$	—

Scanned with OKEN Scanner

Pentru unele dimensiuni se recomandă următoarele relaţii practice :

$$a = (3 \ldots 5) \text{ mm}; \; f = 0{,}02 \; H[157]; \; l = 1{,}33 \; H + a;$$

$$H = 3{,}5B; \; t \approx 1{,}5B.$$

În tabelul 8.13 se dau dimensiunile principale ale unor cuplaje cu arc şerpuit [144], cu notaţiile din figura 8.49.

Tabelul 8.13

Dimensiunile cuplajelor Bibby

Nr. crt.	M_{tc} (N.m)	d (mm)	n_{max} (rot/min)	z	D_e (mm)	l (mm)	d_1 (mm)	a (mm)	δ (mm)	b (mm)	(GD^2) (kg.m²)
1	17,9	10... 25	4850	18	86	40	42	1			0,00558
2	35,8	15... 30	3700	24	120	45	60	1	1,58	6,35	0,029
3	71,6	15... 40	3700	28	120	45	60	1			0,029
4	214,8	20... 50	3150	36	155	55	80	1			0,0723
5	393,8	20... 60	2800	42	175	60	100	1			0,135
6	572,8	20... 65	2500	48	195	70	110	1	2,38	9,52	0,252
7	823,5	30... 70	2200	56	230	75	125	1			0,472
8	1 790	40... 85	1850	36	280	90	138	1,5			0,998
9	2 685	40... 90	1700	42	310	95	155	1,5			1,43
10	3 580	40...100	1500	48	350	100	190	1,5	4,76	9,52	2,63
11	5 370	50...110	1400	56	385	115	230	1,5			5,33
12	7 160	50...125	1250	64	430	130	255	1,5			7,98
13	9 310	max. 130	1150	72	390	135	230	1,5			8
14	11 450	max. 140	1050	80	420	140	265	1,5	6,35	12,7	9,6
15	14 320	max. 150	950	64	476	150	265	2			20,53
16	28 640	max. 180	800	80	595	180	340	2	6,35	15,8	43,15
17	42 960	max. 220	700	96	700	200	445	2			85,22
18	71 600	max. 260	600	80	775	257	500	2			153,74
19	107 400	max. 320	500	96	925	270	635	2	7,9	19	322

c. Cuplaje cu arcuri în formă de bară (cuplaje Forst)

Construcţia şi funcţionarea acestor cuplaje reiese din figura 8.55. Legătura elastică între semicuplajele *1* şi *3* este realizată cu arcurile în formă de bară (ştifturile elastice) *2*, montate axial în găuri terminate în formă de pîlnie. Ştifturile se montează astfel încît au mobilitate în direcţia axială în găuri, ceea ce permite cuplajului să preia deplasări axiale ale arborilor. Cuplajul are rigiditate crescătoare. Calculul ştifturilor se face cu relaţii analoage cu cele pentru calculul arcului şerpuit al cuplajului Bibby.

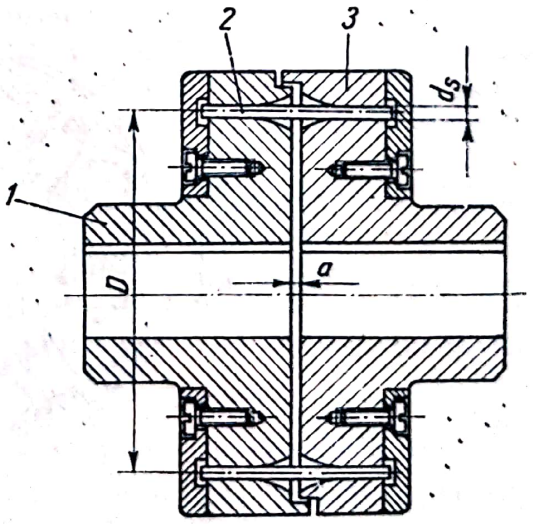


Fig. 8.55. Cuplaj cu arc în formă de bară : *1* — semicuplaj ; *2* — ştift elastic ; *3* — semicuplaj.

Scanned with OKEN Scanner

d. Cuplaje cu arcuri elicoidale (cuplaje Cardeflex)

În figura 8.56 este prezentat cuplajul Cardelis (Cardeflex). El constă din semicuplajele *1* și *4*, în care sînt fixate alternativ bolțurile *2*. Pe acestea se montează segmenții de susținere *3* care pot oscila și se pot deplasa axial. Segmenții susțin arcurile cilindrice elicoidale de compresiune *5*, montate cu pretensionare cu ajutorul unei brățări elastice (fig. 8.56,*b*). Cuplajul Cardelis transmite momentul de torsiune în ambele sensuri de rotație și lucrează fără joc de torsiune, datorită pretensionării arcurilor. La montarea organelor cuplajului, bolțurile și găurile segmenților se ung cu grafit coloidal sau cu un lubrifiant asemănător. La cuplaje mari ungerea segmenților se repetă după cîte 50 ore de funcționare (există orificii pentru ungere practicate în segmenți). Aceste cuplaje permit deplasări axiale pînă la 5 % din diametrul exterior D al cuplajului, deplasări (abateri) unghiulare pînă

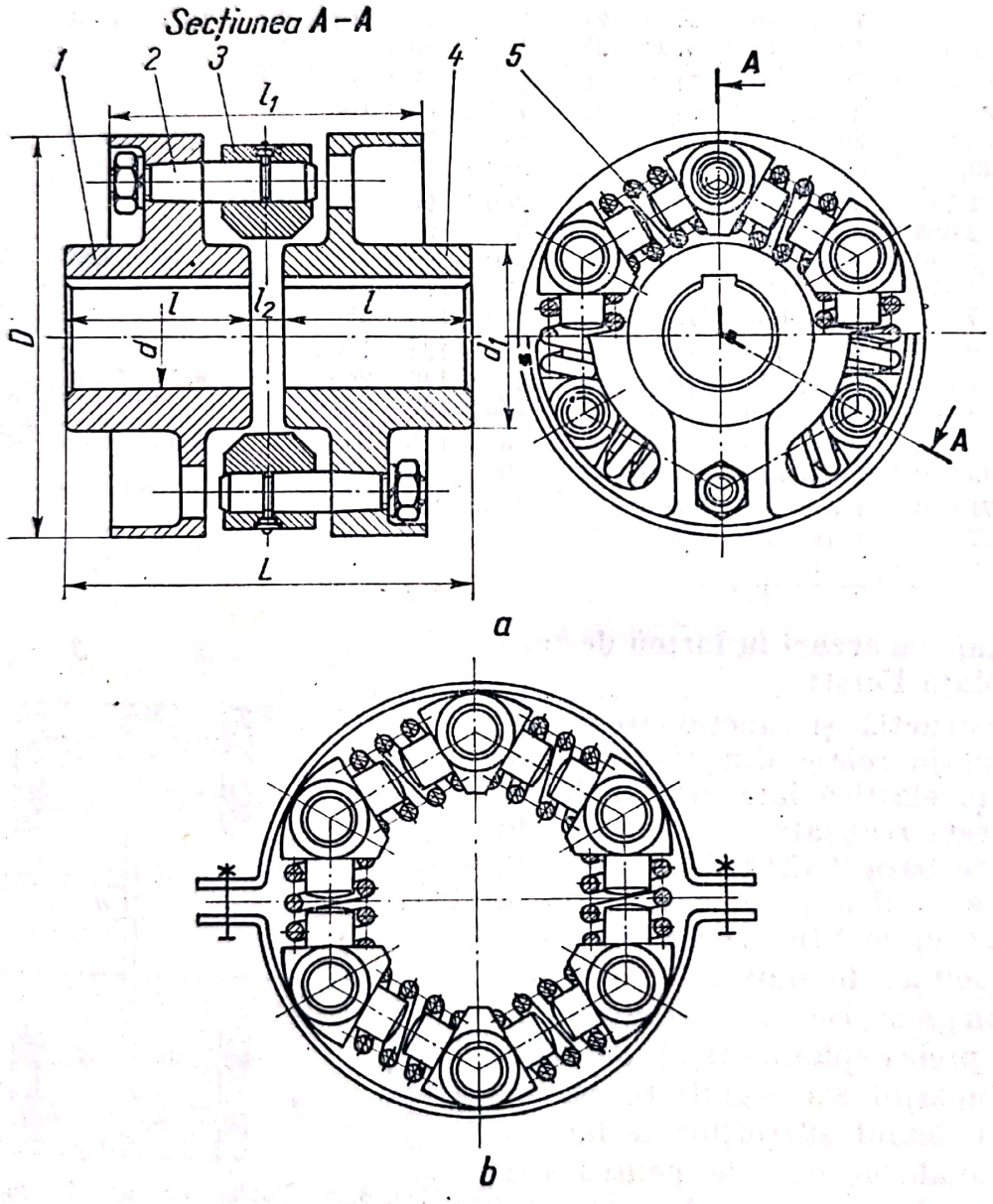


Fig. 8.56. Cuplaj Cardeflex: *a* — în stare de funcționare ; *1* — semicuplaj ; *2* — bolț ; *3* — segment de susținere ; *4* — semicuplaj ; *5* — arc. *b* — pretensionarea arcurilor.

Scanned with OKEN Scanner

la 2°, abateri radiale pînă la 1 % din diametrul exterior D, scăzînd cu creşterea turaţiei (fig. 8.57). Unghiul de rotaţie relativă a semicuplajelor $\varphi \leqslant 5°$.

Figura 8.58, *a* prezintă forţele care încarcă un segment al semicuplajului de pe arborele condus la transmiterea momentului. Momentul de torsiune transmis în sensul din figură este dat de relaţia

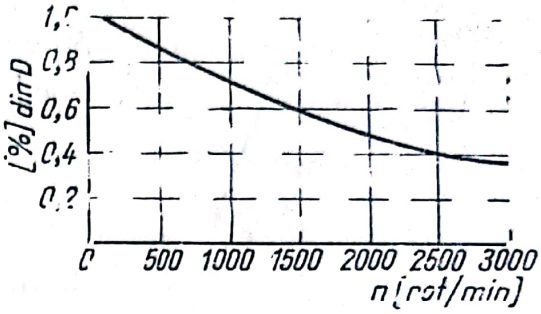


Fig. 8.57. Dependenţa abaterii radiale de turaţie.

$$M_t = z R_a (F_{a2} \cos \alpha_2 - F_{a1} \cos \alpha_1), \quad (8.62)$$

unde : z este numărul segmenţilor de pe un semicuplaj ;
F_{a1}, F_{a2} — forţele din arcurile *1*, respectiv *2* ;
α_1, α_2 — unghiurile dintre axele arcurilor şi tangenta la cercul ce trece prin axele bolţurilor dusă în punctul *3* ;
R_a — raza centrelor bolţurilor.

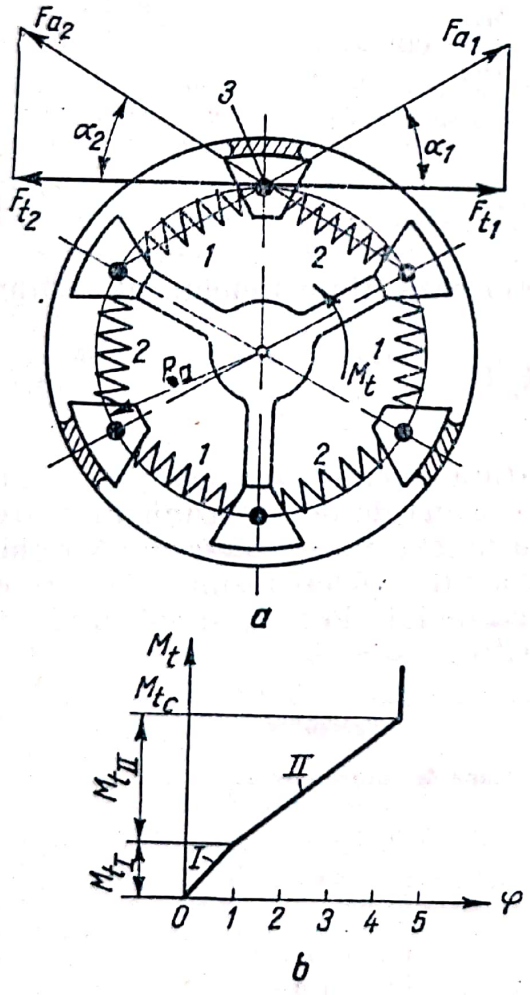


Fig. 8.58. Încărcarea cuplajului Cardeflex : *a* — forţele care încarcă un segment ; *b* — caracteristica cuplajului.

Forţa din arc, în funcţie de săgeata f a arcului şi de rigiditatea C_a a lui este

$$F_{a1,2} = f_{1,2}\, C_a . \quad (8.63)$$

Săgeţile arcurilor *1*, respectiv *2* sînt :

$$f_1 = f_0 - \varphi R_a ; \quad (8.64)$$

$$f_2 = f_0 + \varphi R_a ; \quad (8.65)$$

f_0 — săgeata la pretensionare ; φ — unghiul de rotire relativă a semicuplajelor.

Dacă se consideră că, pentru unghiuri mici de rotire relativă $\cos \alpha_1 \approx \cos \alpha_2 \approx \cos \alpha$, se poate scrie

$$M_{t_I} = 2 z C_a \varphi R_a^2 \cos \alpha. \quad (8.66)$$

Această relaţie este valabilă pînă cînd arcul *1* mai este tensionat (porţiunea *I*, figura 8.58, *b*). Tensiunea din acest arc se anulează la $\varphi = \frac{f_0}{R_a}$ (se face $f_1 = 0$ în relaţia 8.64).

În domeniul *I*, rigiditatea cuplajului este

$$C_I = 2 z C_a R_a^2 \cos \alpha. \quad (8.67)$$

Scanned with OKEN Scanner

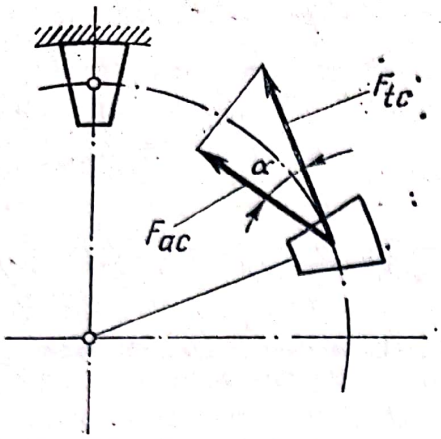


Fig. 8.59. Forța de încărcare a arcului.

Cînd $\varphi > \frac{f_0}{R_a}$, atunci arcul *1* este descărcat complet. Momentul de torsiune va fi

$$M_{t_{II}} = z\, C_a \cos\alpha\, R_a^2 \left(\frac{f_0}{R_a} + \varphi\right). \quad (8.68)$$

Rigiditatea cuplajului pe porțiunea *II* (neglijînd $\frac{f_0}{R_a}$, care are valori mici) este

$$C_{II} = z\, C_a\, R_a^2 \cos\alpha. \quad (8.69)$$

Calculul arcurilor se face după metoda expusă la capitolul „Arcuri". Forța axială care încarcă un arc este (fig. 8.59)

$$F_{ac} = F_{tc} \cos\alpha = \frac{M_{t_c}}{zR_a} \cos\alpha, \quad (8.70)$$

unde

$$M_{tc} = M_t\, k. \quad (8.71)$$

S-a notat cu M_t momentul care acționează timp îndelungat asupra cuplajului, iar

$$k = k_1\, k_2\, k_3. \quad (8.72)$$

Coeficienții k_1 (care ține seama de natura sarcinii), k_2 (care ține seama de felul mașinii conduse) și k_3 (care ține seama de felul mașinii motoare) se dau în tabelele 8.14, 8.15 și 8.16. Din tabelul 8.17 se determină rigiditatea totală C_{II} pentru momentul M_{tc}, iar din (8.69) rezultă rigiditatea unui arc, C_a, care servește la dimensionarea lui. Pentru simplificare, în relația 8.70 se poate considera, acoperitor, $\cos\alpha = 1$.

Tabelul 8.14

Valorile coeficientului care ține seama de natura sarcinii

Natura sarcinii	k_1
Încărcare statică	1
Frecvență mică a șocurilor	1,25
Frecvență mijlocie a șocurilor	1,5
Frecvență mare a șocurilor	1,8

Scanned with OKEN Scanner

Tabelul 8. 5

Valorile coeficientului care ţine seama de felul maşinii conduse

Tipul maşinii antrenate	k_2
Pompe centrifuge, ventilatoare, transportoare orizontale cu bandă de cauciuc	1,2—1,5
Compresoare rotative şi reductoarele lor intermediare, maşini de prelucrare a lemnului, calandre, maşini-unelte uşoare, transportoare cu bandă, acţionări cu transmisii, maşini textile şi de filatură	1,5—2
Maşini pentru imprimerie, agitatoare, malaxoare, maşini de morărit, maşini unelte mijlocii, cilindri de uscare	2 —2,5
Gatere, maşini-unelte grele, acţionări pentru nave, suflante Roots, acţionări de macarale uşoare şi ascensoare	2,5—3
Acţionări de macarale şi ascensoare normale, trolii, palane, maşini de transportat, suflante cu piston, compresoare cu piston, transportoare cu lanţuri	3 —3,5
Pompe cu piston, acţionări ale mecanismelor de deplasare ale macaralelor grele, mecanismele de deplasare ale podurilor rulante de încărcare, mori de ciment, concasoare, excavatoare cu cupe	3,5...4
Excavatoare cu roată cu cupe, mori cu tambur, maşini de transportat, mori cu ciocane, acţionări de laminoare, căi cu role pentru sens de rotaţie unic	4—5
Acţionări de laminoare şi de căi cu role cu inversare de sens	5—6

Tabelul 8.16

Valorile coeficientului care ţine seama de felul maşinii motoare

Masina motoare	k_3
Motoare cu ardere internă, cu mai mult de 6 cilindri	1
Motoare electrice	1
Motoare cu ardere internă, cu 3...6 cilindri	1,2
Motoare cu ardere internă, cu 1 sau 2 cilindri	1,4

În tabelul 8.17 se dau dimensiunile cuplajelor Cardeflex, după [144].

Scanned with OKEN Scanner

Tabelul 8.17

Dimensiunile cuplajelor Cardeflex

M_{tc} (N·m)	n_{max} (rot/min)	d (mm)	C_{II} (rigiditatea) (daN·m/grd)	D (mm)	d_1 (mm)	L (mm)	l (mm)	l_1 (mm)	l_2 (mm)	(GD^2) (kg·m²)
46,5	4 200	15... 25	0,682	100	45	98	45	75	8	0,0082
70	3 800	15... 28	1,050	112	50	108	50	85	8	0,016
100	3 500	15... 32	1,528	125	60	118	55	95	8	0,028
135	3 200	20... 35	2,016	140	65	128	60	105	8	0,046
180	2 900	20... 40	2,674	160	70	150	70	116	10	0,081
260	2 600	25... 45	3,950	180	80	160	75	130	10	0,16
375	2 300	30... 50	5,485	200	90	180	85	140	10	0,28
550	2 100	35... 55	8,30	225	100	200	95	155	10	0,48
790	1 950	40... 65	12,06	250	115	220	105	170	10	1,16
1 090	1 800	50... 75	16,28	280	135	240	115	184	10	1,48
1 430	1 650	60... 85	20,91	315	150	260	125	202	10	2,67
2 120	1 500	65... 90	32,00	355	170	290	140	220	10	4,61
3 000	1 350	70...105	45,05	400	190	330	160	244	10	8,78
4 350	1 200	80...120	64,24	450	215	370	180	270	10	14,27
6 200	1 080	90...135	92,90	500	240	410	200	300	10	23,70
8 950	950	100...150	178,20	560	270	465	225	340	15	44,57
12 750	840	110...170	187,20	630	300	515	250	380	15	89,20
17 900	750	120...200	260,8	710	350	575	280	425	15	160,38

8.2.3.2. Cuplaje elastice cu elemente nemetalice

Materialul utilizat pentru executarea elementelor elastice nemetalice este, în marea majoritate a cazurilor, cauciucul. Mai rar se utilizează pielea, țesăturile cauciucate sau masele plastice. Cuplajele elastice cu elemente din cauciuc au o foarte largă utilizare în cele mai diferite construcții. Acest fapt se datorează construcției lor relativ simple, costului redus al execuției, sensibilității mai reduse la deplasarea arborilor cuplați. Cauciucul are proprietatea de a acumula prin deformare o cantitate mare de energie. Astfel se poate ajunge la valori ale energiei acumulate de aproximativ 45 000 N·m/kg, în timp ce la elemente elastice din oțel are valori pînă la 30 N.m/kg [40]. De asemenea, are o mare capacitate de amortizare. Totuși, domeniul de utilizare al acestor cuplaje este limitat de rezistența mecanică redusă a elementelor din cauciuc, care ar conduce la cuplaje de mari dimensiuni în cazul transmiterii de momente de torsiune mari. De asemenea, acestea au o durabilitate mai mică și cu timpul își micșorează elasticitatea (prin îmbătrînire).

În marea majoritate a cazurilor, elementele elastice sînt solicitate la compresiune. Există construcții la care acestea sînt solicitate la încovoiere sau la întindere. În urma perfecționării metodelor de lipire a cauciucului pe metal s-au realizat cuplaje la care elementul elastic este solicitat la răsucire și la forfecare.

Cuplajele cu elemente de cauciuc asigură și izolarea electrică a arborilor cuplați, fapt important la agregatele cu motoare electrice sau cu generatoare.

Scanned with OKEN Scanner

a. Cuplaje elastice cu bolțuri

La cuplajele elastice cu bolțuri (fig. 8.60), semicuplajele *1* și *6* sînt legate prin bolțurile *2* și bucșele elastice montate pe acestea. Bolțurile sînt conice pe porțiunea de montare în semicuplaje. Ele se fixează în acestea cu piuliță. Bucșa elastică este reținută pe bolț cu ajutorul șaibei *5* și al inelului elastic *4*. Aceste cuplaje permit compensă ireduse ale deplasărilor (abaterilor) arborilor de la coaxialitate : 0,3...0,6 mm pentru deplasări radiale, sub 1° entru deplasări unghiulare. Dep.asările axiale mici sub sarcină sînt compensate prin deformarea axială a bucșei de cauciuc. Cuplajele elastice cu bolțuri sînt standardizate în STAS 5982-74. Ele se aleg pe baza momentului de torsiune maxim (rel. 8.24 și tab. 8.5, 8.6). Se face o verificare la solicitarea de strivire dintre bolț și bucșa elastică precum și la încovoierea bolțului. Forța tangențială care încarcă un bolț este

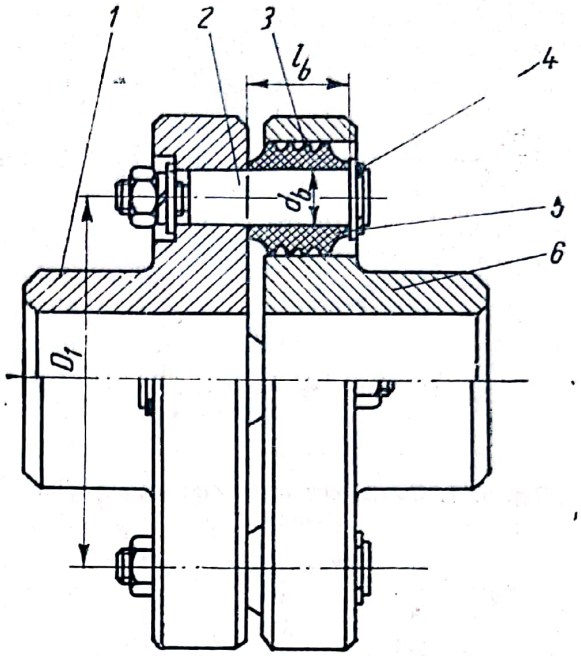


Fig. 8.6 . Cuplaj elastic cu bolțur . *1*—semicuplaj; *2* — bolț ; *3* — bucșă elastică ; *4* — inel elastic ; *5* — șaibă ; *6* — semicuplaj.

$$F_{tc} = \frac{2M_{tc}}{zD_1}, \tag{8.73}$$

unde z este numărul bolțurilor. Presiunea de contact este

$$p = \frac{F_{tc}}{d_b l_b} = \frac{2M_{tc}}{zd_b l_b D_1} \leqslant p_a. \tag{8.74}$$

Presiunea admisibilă de contact, $p_a = 1...3$ N/mm².

Efortul unitar de încovoiere se determină acoperitor, considerînd că forța acționează concentrat la capătul bolțului :

$$\sigma_i = \frac{32 F_{tc} l_b}{\pi d_b^3} \leqslant \sigma_{ai}. \tag{8.75}$$

b. Cuplaje elastice cu disc intermediar (Cuplaje Hardy)

Cuplajul (fig. 8.61 și 8.62) constă din semicuplajele *1* și *4* (fig. 8.62), legate prin intermediul discului elastic *2*, în care intră bolțurile *3*, montate alternativ în cele două semicuplaje. La transmiterea momentului în sensul din figură, în disc apar eforturi unitare de compresiune (pe porțiunile marcate cu linie întreruptă *1 — 2*, *3 — 4*, *5 — 6*) și de întindere (pe porți-

Scanned with OKEN Scanner

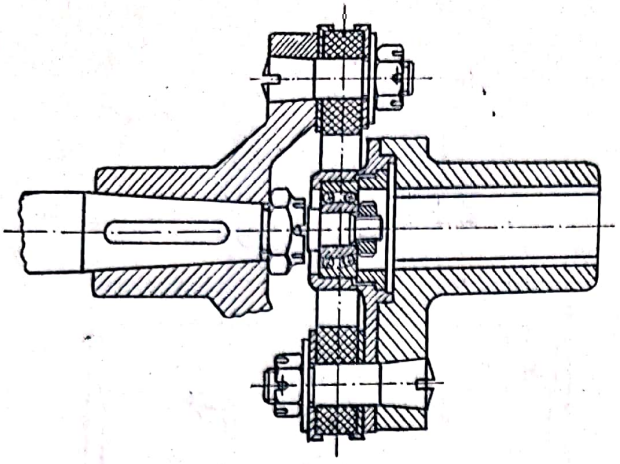


Fig. 8.61. Cuplaj elastic cu disc intermediar (Hardy).

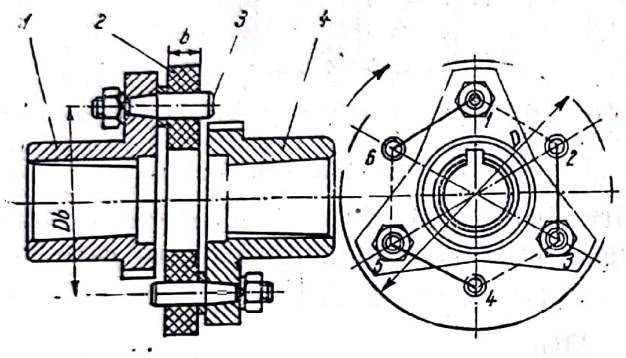


Fig. 8.62. Cuplaj elastic cu disc intermediar: 1 — semicuplaj; 2 — disc elastic; 3—bolț; 4 — semicuplaj.

unile 6 — 1, 3 — 2, 5 — 4, marcate cu linie continuă groasă). Bolțurile se pot monta ca în figura 8.62, sau prin intermediul unor piese care au rolul de a arma discul (mărindu-se durabilitatea cuplajului). Asemenea montaje se dau în figura 8.63.

Efortul unitar maxim pentru discul nearmat, cu 6 bolțuri (fig. 8. 62) se determină cu relația [115]

$$\sigma = \frac{M_{tc}}{4 b h D_b} A'_\sigma \ [\text{daN/cm}^2], \qquad (8.76)$$

unde :

M_{tc} este momentul de torsiune maxim [daN.cm];

h = 0,5 $(D - D_b)$ [cm];

b — grosimea discului [cm];

A'_σ — parametrul adimensional care depinde de raportul d_b/b (d_b — diametrul găurii din disc,

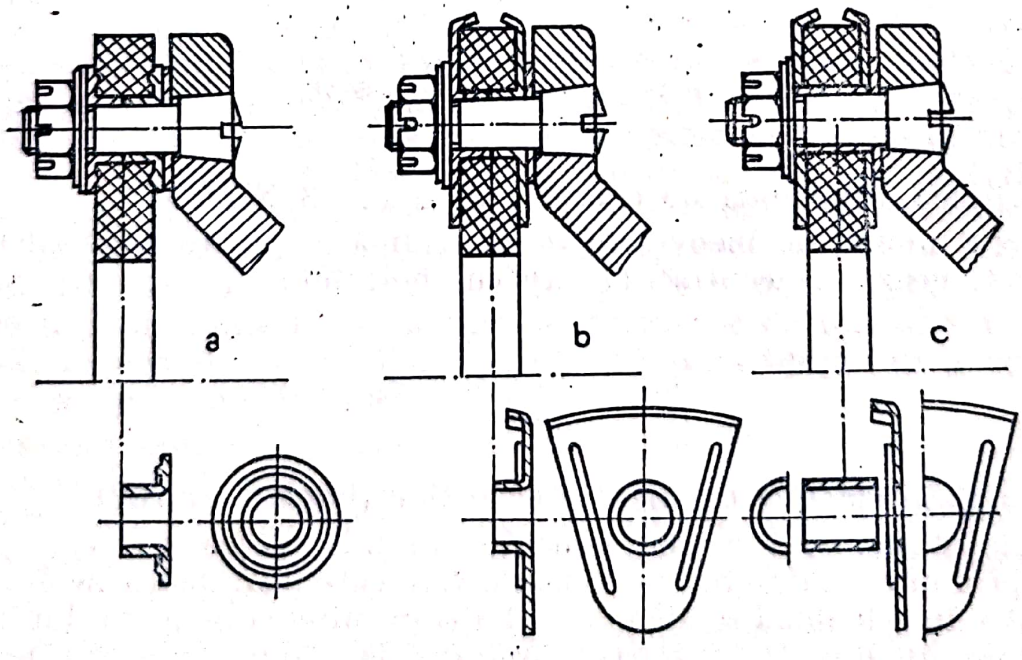


Fig. 8.63. Discuri armate: a — armătura tip bucșă; b — armătura tip placă; c — armătura tip placă.

Scanned with OKEN Scanner

pentru trecerea bolțului) și se alege din figura 8.64. Se observă că efortul unitar este minim pentru $d_b/b = 0{,}3 \ldots 0{,}35$.

Rigiditatea cuplajului [115] este

$$C = \frac{3\pi}{4A'_c} EhD_b^2 \text{ [daN·cm/rad]}, \quad (8.77)$$

unde A'_c se ia din tabelul 8.18.

c. Cuplaje elastice cu stea

Cuplajul cu stea elastică din cauciuc constă din două semicuplaje prevăzute cu gheare, care cuprind în spațiile libere dintre ele steaua elastică din cauciuc (fig. 8.65).

Porțiunile încărcate ale stelei sînt solicitate la compresiune. Dimensiunile unor cuplaje de acest tip sînt date în tabelul 8.19 [144].

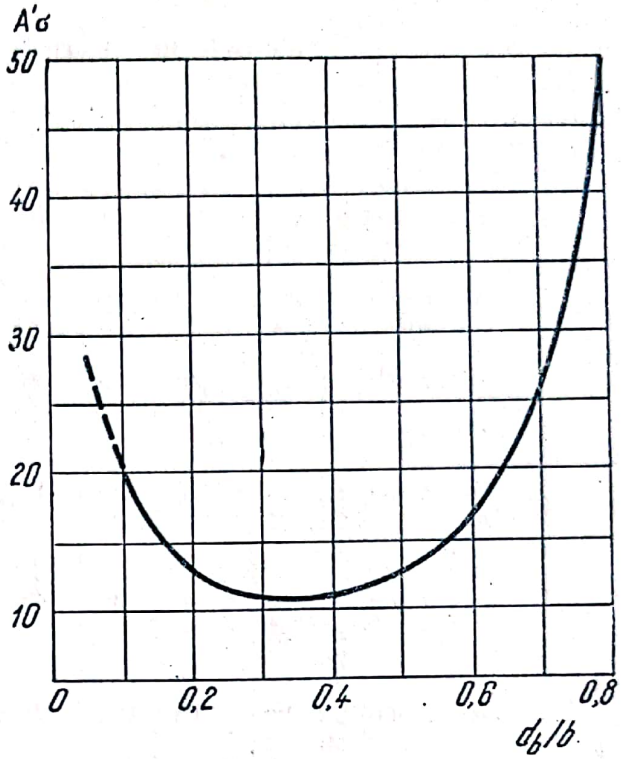


Fig. 8.64. Diagrama $A'\sigma = f\left(\frac{d_b}{b}\right)$.

Tabelul 8.18

Valorile parametrului A'_c

$\frac{d_b}{b}$	0,2	0,3	0,4	0,5
A'_c	4,33	3,45	2,77	2,25

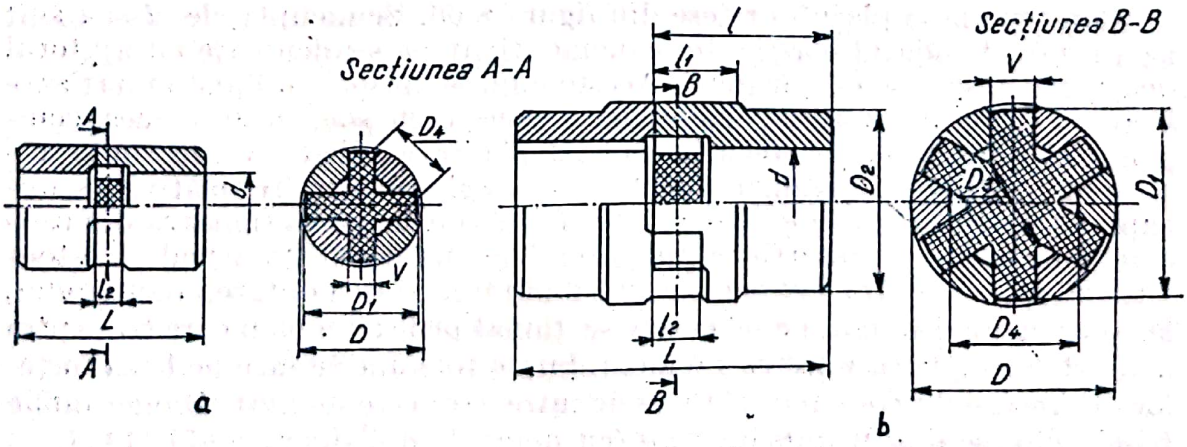


Fig. 8.65. Cuplaj elastic cu stea: *a* — stea cu patru brațe; *b* — stea cu șase brațe.

Scanned with OKEN Scanner

Tabelul 8.19

Dimensiunile cuplajelor elastice cu stea

Varianta constructivă	M_{tc} (N·m)	n_{max} (rot/min)	d (mm)	D (mm)	L (mm)	D_1 (mm)	D_2 (mm)	D_3 (mm)	D_4 (mm)	l (mm)	l_1 (mm)	l_2 (mm)	V (mm)
a	1,5	7 500	6; 8; 10; 12	25	42	23	—	—	12	25	—	8	6,5
	3	6 000	10; 12; 14; 16	32	50	30	—	—	16	30	—	10	8,5
	6	4 500	12; 14; 16; 18; 20	40	60	38	—	—	20	35	—	10	10,5
b	15	5 500	16; 18; 20; 22; 25	50	75	48	45	25	30	40	25	15	10,5
	30	4 500	20; 22; 25; 28; 30	65	95	63	50	30	35	55	25	15	12,5
	60	3 500	25; 28; 30; 32; 35	80	120	78	55	35	40	70	35	20	14,5
	110	3 500	30; 32; 35; 40; 45	100	150	98	70	45	50	85	35	20	16,5
	220	3 000	35; 40; 45; 50; 55	125	185	123	85	55	60	105	45	25	18,5
	450	2 000	45; 50; 55; 60 65	160	230	158	100	65	70	130	55	30	20,5

d. Cuplaje elastice cu bandaj (Cuplaje Periflex)

Construcţia cuplajului reiese din figura 8.66. Semicuplajele *1* şi *4* sînt legate prin bandajul elastic din cauciuc, fixat pe semicuplaje cu ajutorul discurilor *2*, strînse cu şuruburi. Aceste cuplaje asigură o bună amortizare şi au o capacitate mare de acumulare a energiei de şoc. De asemenea, compensează deplasări mari ale arborilor : deplasări axiale de 3...6 mm, radiale de 2...6 mm şi unghiulare de 2°... 6°. Unghiul de rotire relativă a semicuplajelor atinge valori $\varphi = 6°...28°$. Bandajul se confecţionează din cauciuc vulcanizat, cu inserţii textile (bumbac, mătase). Numărul acestora variază între 2 şi 14. Pentru a uşura montarea şi demontarea bandajului, la construcţia din figura 8.66 el este secţionat printr-un plan care trece prin axa arborilor. Transmiterea momentului de torsiune se face pe baza forţelor de frecare dintre bandaj şi piesele între care este montat. Dimensiunile bandajului se dau în tabelul 8.20 (cu notaţiile din figura 8.67) [144].

Scanned with OKEN Scanner

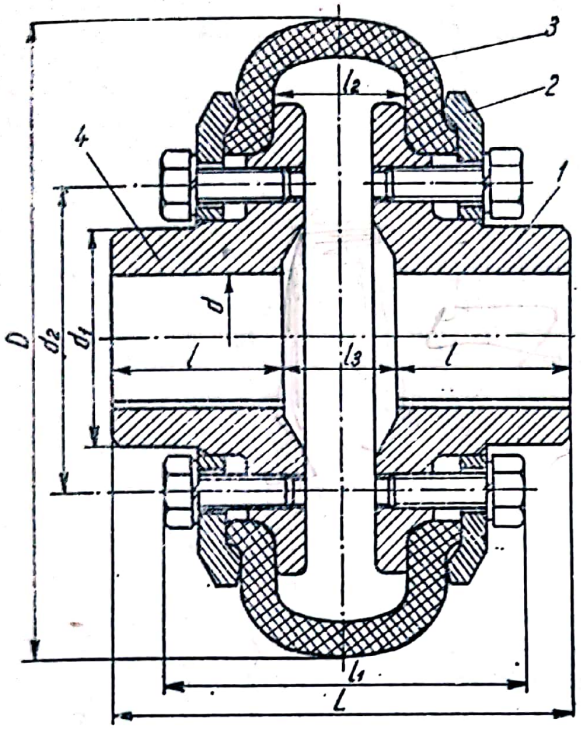


Fig. 8.66. Cuplaj Periflex: *1* — semicuplaj; *2* — disc; *3* — bandaj elastic; *4* — semicuplaj.

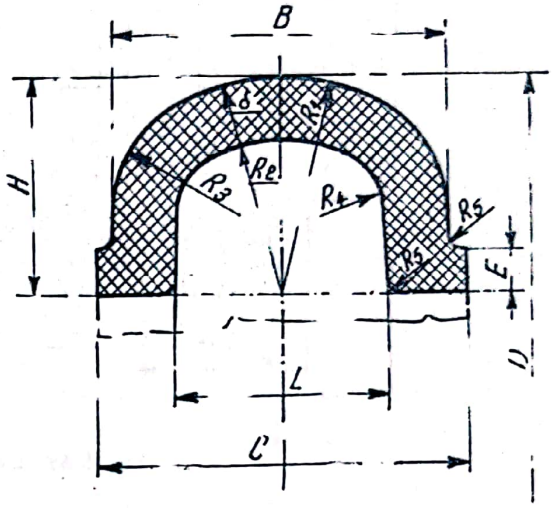


Fig. 8.67. Dimensiunile bandajului.

Cuplajele cu bandaj se pot utiliza pînă la viteze periferice de 30 m/s. Pentru viteze mai mari se recomandă cuplajul elastic cu manşetă (cu inel, fig. 8.68). O variantă a cuplajului cu bandaj este cuplajul cu elemente elastice în formă de colier (cuplaj Multicross, fig. 8.69). Acesta are avantajul unui preţ de cost al execuţiei mai scăzut, precum şi al simplităţii

Tabelul 8.20

Dimensiunile bandajului cuplajelor Periflex

Dimensiunea	Valoarea
B	0,27 D
H	0,173 D
δ	0,05 D
L	$B-2\delta$
C	1,1 B
E	0,22 H
R_1	H
R_2	$R_1-\delta$
R_3	0,6 H
R_4	0,2 B
R_5	(0,12...0,16) H

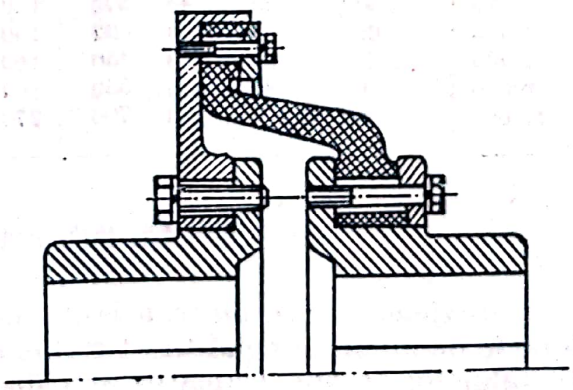


Fig. 8.68. Cuplaj elastic cu manşetă.

Scanned with OKEN Scanner

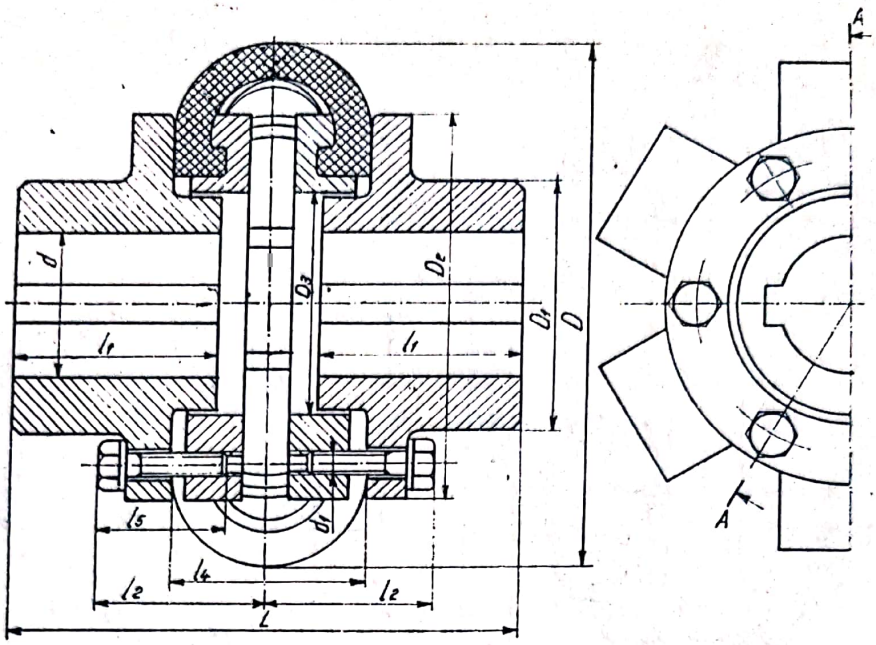


Fig. 8.69. Cuplaj Multicross.

montajului. În tabelul 8.21 sînt date dimensiunile cuplajelor din figura 8.66 iar în tabelul 8.22, ale celor din figura 8.69 [144].

Tabelul 8.21

Dimensiunile cuplajelor Periflex

M_{tc} (N·m)	n_{max} (rot/min)	d (mm)	D (mm)	d_1 (mm)	d_2 (mm)	L (mm)	l (mm)	l_1 (mm)	l_2 (mm)	l_3 (mm)	$(G \cdot D^2)$ (kg m²)
5	4 000	10... 18	86	30	42	50	20	50	16	10	—
10	4 000	12... 22	104	34	50	64	28	57	16	8	—
30	4 000	15... 32	136	48	65	88	35	64	18	18	0,001
50	3 000	20... 38	178	65	85	125	47	89	35	31	0,04
100	3 000	25... 50	210	80	110	150	59	98	38	32	0,11
250	2 000	30... 60	263	95	140	174	67	123	44	40	0,3
400	2 000	38... 80	310	125	180	200	75	139	42	50	0,8
750	1 600	38... 90	370	150	235	215	85	151	46	45	3
1 500	1 600	38...100	402	160	260	244	95	153	50	54	3
2 500	1 250	55...110	450	160	260	260	110	190	70	60	4,9
5 000	1 000	90...130	550	180	280	360	130	280	120	100	9
10 000	8 000	100...180	700	270	360	450	160	365	150	130	31

8.3. CUPLAJE INTERMITENTE (AMBREIAJE)

Cuplajele intermitente asigură o legătură temporară a arborilor, în funcţie de anumite condiţii : turaţie, sens de rotaţie, supraîncărcări, condiţii tehnologice etc. Cuplarea sau decuplarea arborilor se face comandat sau automat, fără oprirea arborelui motor.

Scanned with OKEN Scanner

Dimensiunile cuplajelor Multicross

M_{tc} (N·m)	n_{max} (rot/min)	Unghiul de rotire relativă a semicuplajelor la momentul M_{tc} φ (grade)	d (mm)	D (mm)	D_1 (mm)	D_2 (mm)	D_3 H9/e9 (mm)	L (mm)	l_1 (mm)	l_2 (mm)	l_3 (mm)	l_4 (mm)	$d_1 \times l_5$ (mm)	Deplasarea axială (mm)	Deplasarea radială (mm)	Numărul segmentelor
25	6 700	22	9... 22	102	40	72	32	85	32							3
40	6 000	20	10... 28	114	50	83	40	89	35							4
70	5 400	18	15... 35	128	60	93	53	118	48							6
120	4 400	15	18... 50	156	80	122	82	138	58	36	12...15	45				8
180	3 800	12	20... 55	180	90	148	108	157	65							10
260	3 300	10	22... 60	209	95	175	135	167	70							12
50	4 300	20	14... 30	160	60	105	40	121	46							3
100	4 000	18	15... 35	176	70	120	52	131	51							4
250	3 200	15	18... 60	218	100	155	92	165	68							6
420	2 600	12	20... 65	264	110	200	140	185	78	51	15...20	65	8×25	± 5	5	8
650	2 200	10	25... 75	312	120	250	190	195	80							10
900	1 900	9	30... 90	360	140	300	240	135	98							12
300	2 300	18	25... 70	300	110	195	95	190	70							3
500	2 200	15	30... 80	318	130	212	112	210	78							4
1 200	1 800	12	32...105	376	165	260	160	240	93	80,6	25...30	110	14×40	±8	9	6
2 000	1 500	10	40...110	456	175	340	240	300	120							8
3 100	1 400	9	45...130	528	200	415	315	350	140							10
4 500	1 200	8	50...140	608	210	500	400	360	145							12
6 600	1 000	10	88...170	640	280	440	270	430	170							6
11 600	900	9	98...180	770	300	580	410	500	200	135	40...50	180	24×70	±12	16	8
17 500	800	8	98...200	880	320	700	530	500	200							10

Scanned with OKEN Scanner

8.3.1. Cuplaje intermitente mecanice

La aceste cuplaje transmiterea momentului de torsiune se realizează mecanic. După caracterul funcționării se împart în : comandate și automate. Comanda poate fi mecanică, hidrostatică, pneumostatică, electrică (electromagnetică).

8.3.1.1. Cuplaje intermitente mecanice cu comandă mecanică

a. Cuplaje cu gheare

Aceste cuplaje sînt asemănătoare cuplajelor permanente cu gheare dar, spre deosebire de ele, unul din semicuplaje se poate deplasa axial (asamblarea lui se face cu caneluri sau cu două pene paralele). Semicuplajul deplasabil este cel de pe arborele condus (fig. 8.70). Cuplarea arborilor se poate realiza în repaus sau la o diferență relativ mică între turațiile arborilor, în funcție de profilul ghearelor. În figura 8.71 se prezintă o serie de profile : triunghiular simetric (a), nesimetric (b) ; trapezoidal simetric (c), nesimetric (d) ; dreptunghiular (e).

Profilul triunghiular simetric se utilizează la transmiterea momentelor mici și la diferențe mici de turație între arbori. Avantajul lui este dat de ușurința și rapiditatea cuplării (legată de numărul mare de gheare, pînă la 60).

Profilul trapezoidal simetric permite cuplarea la viteze relative mai mari și transmiterea de momente mai mari. Numărul ghearelor este $z = 5...11$. Profilul dreptunghiular se utilizează la mașini greu încărcate. Permite cuplarea numai în repaus și decuplarea (debreierea) la diferențe mici de turații ale arborilor. Profilele nesimetrice se utilizează pentru transmiterea momentelor de torsiune într-un singur sens (lucrînd pe flancul înclinat cu unghiul α). Pentru a ușura cuplarea, dinții se teșesc (fig. 8.71, f). Într-o secțiune diametrală, ghearele triunghiulare au înălțimea variabilă (se micșorează spre centru). Celelalte tipuri pot avea și înălțimea constantă. Numărul ghearelor este în general $z = 3...60$. El depinde, în principal, de doi factori : a) momentul de torsiune M_{tc} (la același diametru al cuplajului, z scade cu creșterea lui M_{tc}) ; b) durata impusă pentru cuplare. Dacă această durată este t, iar diferența turațiilor arborilor este Δn (rot/min), atunci numărul de gheare se poate determina cu relația

$$z = \frac{60}{\Delta n\, t} \tag{8.78}$$

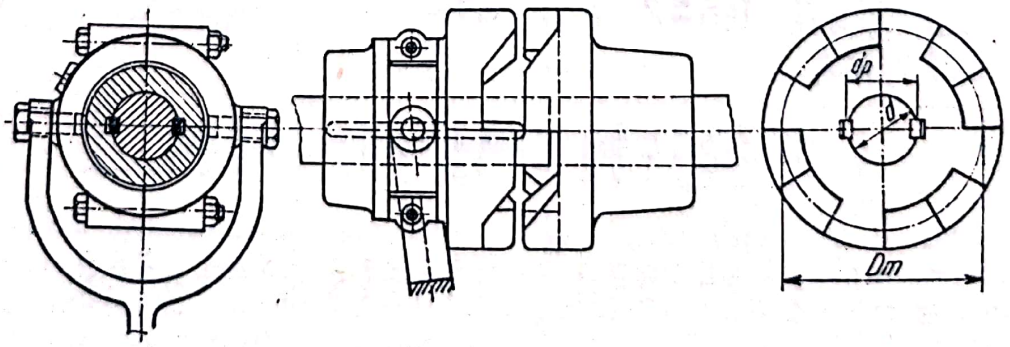


Fig. 8.70. Cuplaj intermitent cu gheare.

Scanned with OKEN Scanner

Pentru asigurarea autoblocării semicuplajelor în timpul funcţionării este necesar ca $\text{tg}\alpha < \text{tg}\varphi = \mu$ (μ — coeficientul de frecare dintre gheare). Semicuplajele se execută, în majoritatea cazurilor, din oţeluri carbon (OL 50, OLC 15), sau oţeluri aliate de cementare care asigură durităţi ale suprafeţelor de contact de 56...62HRC. Calculul ghearelor la presiune de contact şi încovoiere se desfăşoară ca la cuplajele permanente cu gheare (relaţiile 8.11, 8.12, 8.13). Presiunea admisibilă de contact (pentru semicuplaje din oţel) se ia: $p_a = 90...120$ (N/mm²), la cuplarea în repaos; $p_a = 50...70$ (N/mm²), la cuplarea la viteză redusă; $p_a = 35...45$ (N/mm²), la cuplarea la viteză ridicată.

Forţa axială necesară pentru cuplarea, respectiv decuplarea sub sarcină, se determină cu relaţia

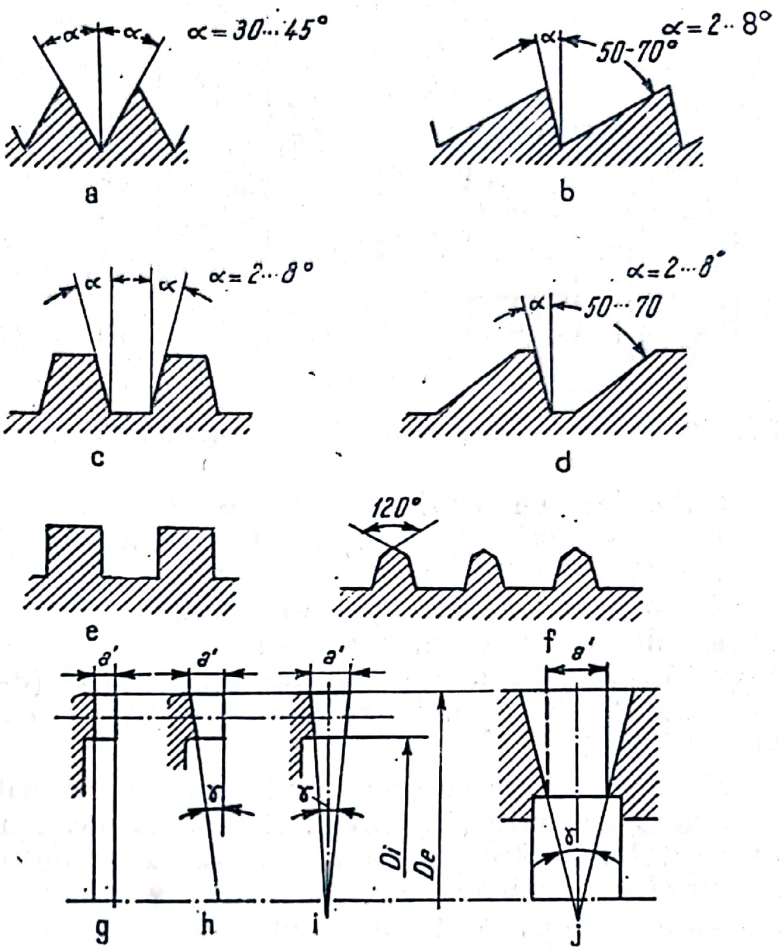


Fig. 8.71. Profilul ghearelor: *a* — triunghiular simetric; *b* — triunghiular nesimetric; *c* — trapezoidal simetric; *d* — trapezoidal nesimetric; *e* — dreptunghiular; *f* — gheare teşite; *g* — gheare cu înălţime constantă; *h* şi *i* — gheare cu înălţime variabilă; *j* — gheare curbate.

$$F_a = 2M_{tc}\left[\frac{\mu}{d} \pm \frac{\text{tg}(\alpha \pm \varphi)}{D_m}\right], \qquad (8.79)$$

unde semnul plus se ia pentru cuplare, iar semnul minus — pentru decuplare; M_{tc} este momentul de torsiune de calcul; $\frac{\mu M_{tc}}{\frac{d}{2}}$ este forţa de frecare între pană şi semicuplajul mobil (s-a făcut aproximaţia $d_p \approx d$, unde d_p este diametrul mediu al suprafeţei de contact dintre pană şi semicuplajul mobil, fig. 8.70); $\frac{M_{tc}\text{tg}(\alpha \pm \varphi)}{\frac{D_m}{2}}$ este forţa de frecare între suprafeţele în contact ale ghearelor; D_m — diametrul mediu al ghearelor (fig. 8.70).

Scanned with OKEN Scanner

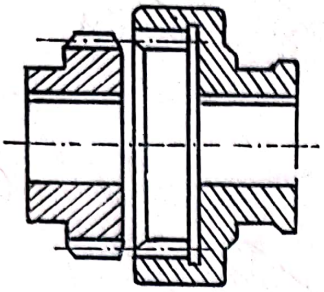


Fig. 8.72. Cuplaj cu dinți.

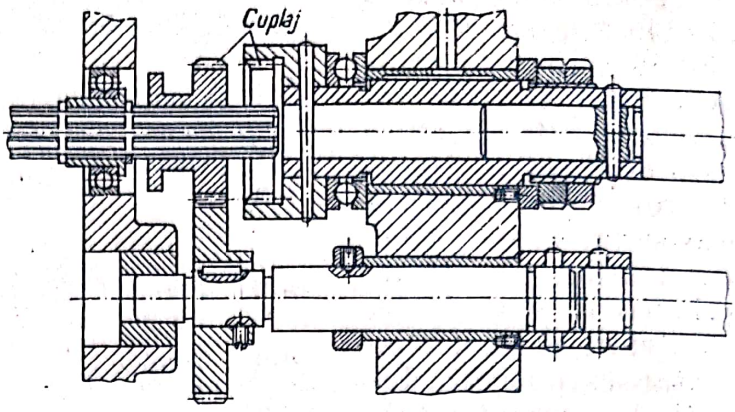


Fig. 8.73. Construcția cu cuplaj dințat.

b. Cuplaje cu dinți

Aceste cuplaje (fig. 8.72) constau din două roți dințate, una cu dantură interioară, cealaltă cu dantură exterioară.

Avantajele acestor cuplaje în comparație cu cuplajele cu gheare sînt : a) posibilitatea folosirii unui semicuplaj ca roată dințată, după decuplare (fig. 8.73) ; b) prelucrarea se face cu ușurință (dantura este evolventică) ; c) suprafața de contact este mai mare decît la cuplajele cu gheare de același gabarit.

Pentru micșorarea șocurilor la cuplare, se utilizează cuplaje prevăzute cu sincronizatoare (fig. 8.74). Deplasînd axial manșonul *2* împreună cu butucul *1* spre dreapta (sau spre stînga), conul de fricțiune face contact cu suprafața conică a roții care urmează a fi cuplată, realizîndu-se o egalizare a turațiilor. Continuînd deplasarea, bila *3* va ceda prin comprimarea arcului și manșonul *2* va realiza cuplarea intrînd în angrenare cu porțiunea dințată *4* (sau *5*) a roții care se cuplează.

c. Cuplaje (ambreiaje) cu fricțiune

Funcționarea ambreiajelor cu fricțiune se bazează pe forțele de frecare care apar între suprafețele elementelor celor două semicuplaje (suprafețe conice — fig. 8.75, plane — fig. 8.81 și fig. 8.76, cilindrice — fig. 8.77). Față de ambreiajele cu gheare sau cu dinți, prezintă următoarele avantaje :

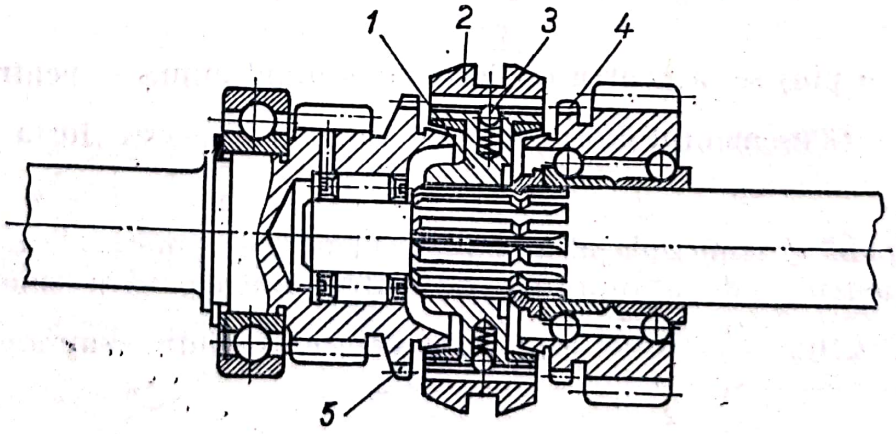


Fig. 8.74. Cuplaj dințat prevăzut cu sincronizator.

Scanned with OKEN Scanner

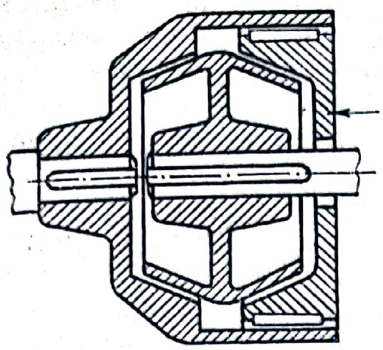


Fig. 8.75. Ambreiaj conic : *a* — cu un con de frictiune ; *b* — cu două conuri de frictiune.

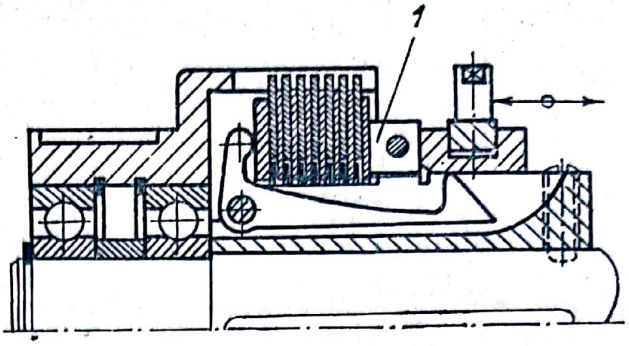


Fig. 8.76. Ambreiaj multidisc.

a) permit cuplarea (ambreierea) la orice diferenţe între turaţiile celor doi arbori ; b) asigură antrenarea lină, fără şocuri, a arborelui condus pînă la turaţia de regim ; c) asigură protecţia elementelor lanţului cinematic împotriva unor suprasarcini, prin alunecarea relativă (patinarea) a suprafeţelor. Această proprietate împiedică utilizarea lor în lanţuri cinematice generatoare.

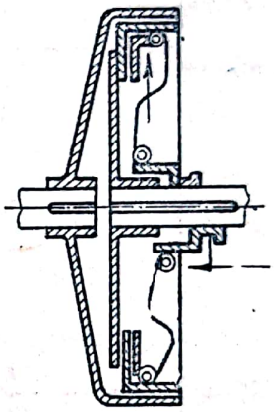


Fig. 8.77. Ambreiaj cilindric.

1) *Dinamica procesului de ambreiere*

Pentru proiectarea şi exploatarea ambreiajelor cu frictiune este importantă cunoaşterea bilanţului energetic al procesului de ambreiere precum şi timpul necesar pentru ambreiere şi debreiere.

A) *Bilanţul energetic al procesului de ambreiere*

În cele ce urmează se face ipoteza că, în timpul ambreierii, coeficientul de frecare este constant şi, deci, momentul de torsiune transmisibil se poate considera direct proporţional cu forţa de apăsare normală. Deoarece în multe cazuri se poate considera că forţa de apăsare normală variază liniar în timpul ambreierii, momentul de torsiune transmisibil variază de asemenea liniar, în această perioadă (fig. 8.78). În figura 8.78 s-au notat : M_t—valoarea curentă a momentului de torsiune transmisibil prin frecare ; M_2—momentul rezistent al părţii conduse ; M_{max}—momentul maxim transmisibil prin frecare.

Se impune aici definirea a două mărimi : timpul de ambreiere şi timpul total de cuplare. *Timpul de ambreiere* t_a este timpul măsurat de la începutul cuplării (cînd viteza unghiulară a arborelui condus $\omega_2 = 0$) pînă în momentul cînd viteza unghiulară a arborelui condus este egală cu cea a arborelui conducător ($\omega_2 = \omega_1$). *Timpul total de cuplare* t_c este timpul necesar pentru creşterea forţei normale de apăsare (deci a momentului transmisibil prin frecare) de la zero la valoarea maximă. În cele ce urmează se pune problema determinării lucrului mecanic de frecare în perioada ambreierii, precum şi a timpului de ambreiere. Se vor face următoarele ipoteze : a) momentul M_t variază liniar ; b) $\omega_1 = \text{const}$; c) $M_2 = \text{const}$.

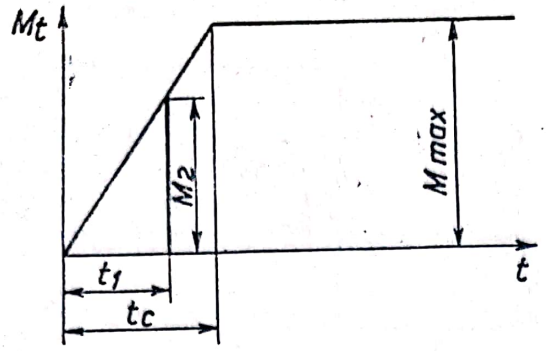


Fig. 8.78. Variația momentului de torsiune în funcție de timp.

În perioada ambreierii, în ipotezele de mai sus se poate scrie succesiv :

$$M_t = k\,t; \qquad (8.80)$$

$$k = \frac{M_{max}}{t_c}; \qquad (8.81)$$

$$t = \frac{M_t}{M_{max}}\,t_c. \qquad (8.82)$$

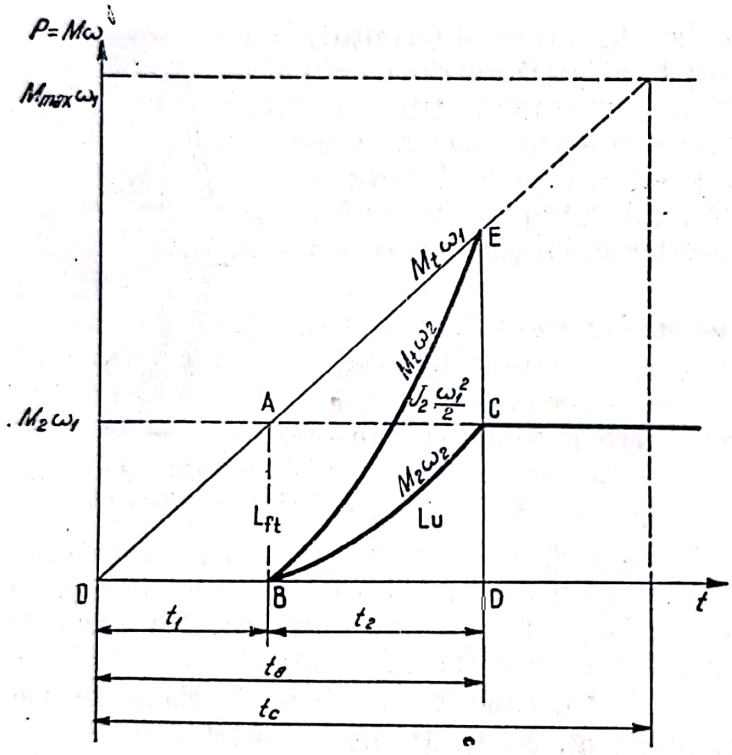


Fig. 8.79. Diagrama energetică.

Ambreierea se realizează în două etape distincte :

I. De la $t = 0$ pînă la $t = t_1$, cînd momentul transmisibil este egal cu momentul rezistent $M_t = M_2$. Timpul t_1 este

$$t_1 = \frac{M_2}{k} = \frac{M_2}{M_{max}}\,t_c. \qquad (8.83)$$

În acest interval, elementele conduse nu se rotesc ($\omega_2 = 0$, deoarece $M_t < M_2$), iar întreaga energie implicată se consumă pentru învingerea forțelor de frecare.

II. De la începutul rotirii elementelor conduse ($t = t_1$) pînă cînd $\omega_2 = \omega_1$. Notăm cu t_2 durata acestei etape.

În figura 8.79 este prezentată diagrama energetică în coordonate putere-timp, valabilă pentru cazul $t_a < t_c$, care va servi la rezolvarea problemelor propuse.

Lucrul mecanic disponibil, asigurat de către elementul motor în perioada ambreierii este

$$L_m = \int_0^{t_a} M_t\,\omega_1\,dt \qquad \text{(aria } OED\text{)}. \qquad (8.84)$$

Acest lucru mecanic are trei componente : a) lucrul mecanic de frecare în cuplă (rel. 8.85 și 8.87) ; b) lucrul mecanic util (rel. 8.86) (pentru învin-

Scanned with OKEN Scanner

gerea rezistențelor utile); c) lucrul mecanic necesar pentru accelerarea maselor conduse (rel. 8.88).

— *Lucrul mecanic consumat în perioada* $t \leqslant t_1$. Dacă se neglijează fracțiunea consumată prin uzarea suprafețelor, acest lucru mecanicse transformă integral în căldură :

$$L_{f1} = \frac{1}{2} M_2 \omega_1 t_1 = \frac{1}{2} \frac{M_2^2}{M_{max}} \omega_1 t_c \quad \text{(aria } OAB\text{)}. \tag{8.85}$$

— *Lucrul mecanic consumat în perioada* t_2. Acesta se consumă pentru învingerea rezistențelor utile (L_u), pentru învingerea forțelor de frecare (L_{f2}) (deoarece încă $\omega_2 < \omega_1$) și pentru accelerarea maselor (L_a) :

$$L_u = \int_{t_1}^{t_a} M_2 \, \omega_2 dt \qquad \text{(aria } BCD\text{)}; \tag{8.86}$$

$$L_{f2} = \int_{t_1}^{t_a} M_t(\omega_1 - \omega_2) dt \qquad \text{(aria } ABE\text{)}; \tag{8.87}$$

$$L_a = J_2 \frac{\omega_1^2}{2} \text{ (aria } BCE\text{)}. \tag{8.88}$$

S-a notat cu J_2 momentul de inerție redus la arborele cuplei, al maselor antrenate.

Pentru explicitarea relației (8.87) se observă că

$$M_t = M_2 + k\,t \tag{8.89}$$

Ecuația de mișcare a elementelor conduse este

$$(M_t - M_2)\, dt = J_2\, d\omega_2. \tag{8.90}$$

Înlocuind (8.89) în (8.90) rezultă

$$k\,t\,dt = J_2\, d\omega_2. \tag{8.91}$$

Prin integrare,

$$\omega_2 = \frac{k}{J_2} \int_0^t t\, dt = \frac{k}{2J_2} t^2. \tag{8.92}$$

Lucrul mecanic de frecare,

$$L_{f2} = \int_{t_1}^{t_2} M_t(\omega_1 - \omega_2) dt = \int_0^{t_2} (kt + M_2) \left(\omega_1 - \frac{kt^2}{2J_2} \right) dt =$$

$$= \omega_1 \frac{kt_2^2}{2} + \omega_1 M_2 t_2 - \frac{k^2 t_2^4}{8J_2} - M_2 \frac{k}{2J_2} \cdot \frac{t_2^3}{3}. \tag{8.93}$$

Scanned with OKEN Scanner

Deoarece la $t = t_2$, $\omega_2 = \omega_1$ şi ţinînd seama de (8.92), se poate scrie că $\omega_1 = kt_2^2/2\ J_2$ şi

$$L_{f2} = J_2 \frac{\omega_1^2}{2} + \frac{2}{3} M_2\, \omega_1 t_2. \tag{8.94}$$

Lucrul mecanic de frecare în perioada ambreierii (aria OBE) este

$$L_{fl} = L_{f1} + L_{f2} = \frac{1}{2} \frac{M_2^2}{M_{max}} \omega_1 t_c + \frac{2}{3} M_2 \omega_1 t_2 + \frac{J_2 \omega_1^2}{2}, \tag{8.95}$$

Ţinînd seama că $M_{max} = kt_c$ şi $t_2 = \sqrt{2J_2\, \omega_1/k}$, rezultă

$$L_{fl} = \frac{J_2 \omega_1^2}{2} + M_2\, \omega_1 \left(\frac{M_2}{2k} + \frac{2}{3} \sqrt{\frac{2J_2 \omega_1}{k}} \right). \tag{8.96}$$

După cum s-a menţionat mai sus, calculele s-au făcut pentru cazul $t_a < t_c$. Din relaţiile (8.95) sau (8.96) se constată că lucrul mecanic „pierdut" prin frecare se poate micşora astfel : a) prin micşorarea duratei ambreierii ; b) prin mărirea lui M_{max} (dar aceasta s-ar face prin creşterea dimensiunilor cuplei).

B) *Durata ambreierii* (t_a)

Durata ambreierii (şi a debreierii) trebuie cunoscută, fiind necesară, de exemplu, la calculul duratei ciclului de lucru a diferitelor maşini-automate şi a altor maşini la care se utilizează aceste cuplaje. În cursul cuplării se pot ivi trei cazuri : $t_a = t_c$; $t_a > t_c$; $t_a < t_c$.

— *Cazul* $t_a = t_c$. Lucrul mecanic efectuat de elementul motor pentru accelerarea maselor antrenate (de la $t = t_1$ la $t_a = t_1 + t_2$, incluzînd aici şi pierderile prin frecare în perioada t_2) este (fig. 8.80) :

$$L_{ma} = \frac{1}{2}(M_{max} - M_2)\, \omega_1 t_2. \tag{8.97}$$

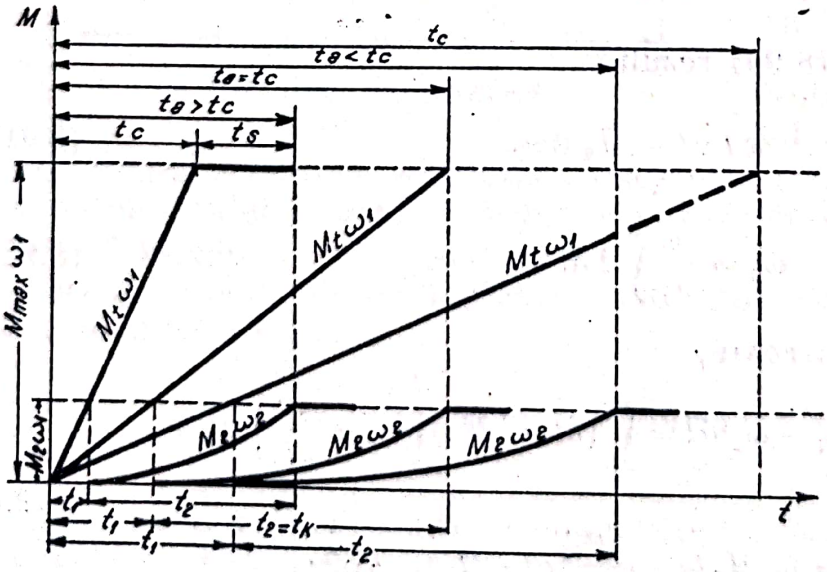


Fig. 8.80. Timpi (durate) implicaţi în procesul ambreierii.

Pe de altă parte :

$$L_{ma} = \int_{t_1}^{t_2} M_{ta}\, \omega_1\, dt = \tag{8.98}$$

$$= \int_0^{\omega_1} J_2 \omega_1 d\omega_2 = J_2 \omega_1^2.$$

Din (8.97) şi (8.98) rezultă

$$t_2 = t_k = \frac{2J_2 \omega_1}{M_{max} - M_2}, \tag{8.99}$$

Scanned with OKEN Scanner

unde t_k se numește timp caracteristic. Deoarece în relația (8.99) apar J_2 (parametru al mașinii antrenate) și $M_{max} - M_2$ (care depinde de modul de reglare a cuplajului), timpul caracteristic t_k constituie un indicator obiectiv pentru aprecierea cuplajului. El determină durata accelerării cuplei. Timpul total de ambreiere este

$$t_a = t_k + t_1 = t_k + \frac{t_k M_2}{M_{max} - M_2} = \frac{M_{max}\, t_k}{M_{max} - M_2} = \frac{2M_{max} J_2 \omega_1}{(M_{max} - M_2)^2}. \quad (8.100)$$

— *Cazul* $t_a > t_c$. Prin analogie cu cazul anterior,

$$L_{ma} = \frac{(M_{max} - M_2)\omega_1 (t_2 - t_s)}{2} + (M_{max} - M_2)\, \omega_1 t_s = J_2 \omega_1^2. \quad (8.101)$$

Pe baza figurii 8.80 se scrie

$$t_2 - t_s = \frac{M_{max} - M_2}{M_{max}}\, t_c. \quad (8.102)$$

Pe baza relațiilor (8.101) și (8.102) rezultă

$$t_a = t_2 + t_1 = \frac{t_k}{2} + \frac{M_{max} + M_2}{2M_{max}}\, t_c. \quad (8.103)$$

— Cazul $t_a < t_c$. Se poate scrie

$$L_{ma} = \frac{M_{max}\, \omega_1}{2t_c}\, t_2^2 = J_2 \omega_1^2, \quad (8.104)$$

de unde:

$$t_2 = \sqrt{\frac{2J_2\omega_1}{M_{max}}\, t_c} \quad (8.105)$$

$$t_a = t_2 + t_1 = \sqrt{\frac{2J_2\omega_1}{M_{max}}\, t_c} + \frac{M_2}{M_{max}}\, t_c. \quad (8.106)$$

Calculul duratei de ambreiere a cuplei în cazul cînd se dă t_c se face astfel: 1) se determină t_k cu relația (8.99); 2) se determină t_a astfel: dacă $t_k > t_c$ — cu relația (8.103); dacă $t_k = t_c$ — cu relația (8.100); dacă $t_k < t_c$ — cu relația (8.106).

În cazul debreierii se definesc: *timpul de decuplare totală*, t_{dc}, care este durata în care momentul de torsiune transmisibil prin frecare variază de la M_{max} la zero; *timpul de oprire*, t_{op}, care este durata măsurată din momentul începerii decuplării pînă în momentul cînd viteza unghiulară $\omega_2 = 0$.

Scanned with OKEN Scanner

Lucrul mecanic L_{op}, consumat în întreaga perioadă de oprire t_{op}, precum şi timpul de oprire, se determină astfel [115]:

α) Dacă $t_{op} < t_{dc}$,

$$L_{op} = \omega_2 \left(\frac{M_2}{3} \sqrt{\frac{2J_2\omega_1}{k}} - \frac{J_2\omega_1}{2} \right); \tag{8.107}$$

β) Dacă $t_{op} = t_{dc}$, sau $t_{op} > t_{dc}$,

$$L_{op} = \frac{M_2^4 t_{dc}^2}{24 J_2 M_{max}^2}. \tag{8.108}$$

Timpul de oprire este:

$$t_{op} = \frac{M_{max} - M_2}{M_{max}} t_{dc} + \sqrt{\frac{2J_2\omega_1}{k}}, \tag{8.109}$$

sau

$$t_{op} = \frac{J_2\omega_1}{M_2} + t_{dc}\left(1 - \frac{M_2}{2M_{max}}\right). \tag{8.110}$$

În aceste relaţii, $k = M_{max}/t_{dc}$. Dacă t_{op} calculat cu (8.109) rezultă astfel încît $t_{op} \leqslant t_{dc}$, atunci acesta va fi luat ca valoare efectivă a lui t_{op}, iar L_{op} se va calcula cu (8.107), sau cu (8.108). Dacă din (8.109) rezultă $t_{op} > t_{dc}$, atunci t_{op} se va recalcula cu (8.110), iar L_{op} se va determina cu (8.108).

2) *Materiale de frictiune pentru ambreiaje*

Materialele de frictiune pentru ambreiaje trebuie să îndeplinească următoarele condiţii de bază: a) coeficient de frecare ridicat şi menţinerea constantă a valorii lui; b) rezistenţă împotriva carbonizării la temperaturile ridicate din perioada ambreierii; c) rezistenţă ridicată la uzură şi la gripare; d) conductibilitate termică ridicată, pentru a permite evacuarea căldurii; e) sensibilitate redusă la acţiunea temperaturilor ridicate; f) rezistenţă chimică; g) să nu fie deficitare, să aibă un preţ de cost scăzut. În tabelul 8.23 [115] sînt daţi coeficienţii de frecare pentru anumite

Tabelul 8.23

Coeficienţi de frecare pentru diferite cupluri de materiale

Cupluri de materiale de frictiune	Condiţii de ungere	
	uscat	uns
Oţel pe oţel	0,18 şi mai mare	0,05—0,08
Oţel pe fontă	0,15—0,18	0,1
Oţel pe bronz	0,18	0,08
Bronz pe fontă sau pe bronz	0,17	0,12
Oţel sau fontă pe garnituri de ferodo	0,25—0,45	0,08
Materiale metalice sinterizate pe oţel	0,35—0,55	—
Piele pe fontă	—	0,12
Mase plastice pe oţel	—	0,09—0,1
Textolit pe oţel	—	0,1

Scanned with OKEN Scanner

cupluri de materiale, în tabelul 8.24 [115] — presiunile admisibile de contact, iar în tabelul 8.25 [55] temperaturile admisibile şi costul materialelor.

Tabelul 8.24

Presiuni admisibile de contact pentru diferite cupluri de materiale

Cuplul de materiale de frictiune	Presiunea admisibilă p_a (daN/cm²)	
	Cuplaje	
	Cu discuri	Conice sau cilindrice (cu tobe)
Oţel călit pe oţel călit	4—6	—
Oţel pe fontă	2,5—3	4
Oţel pe bronz	4—5	6
Oţel pe ferodo	2—2,5	3
Oţel pe piele sau pe plută	—	0,5—1
Oţel pe textolit	5—6	—
Fontă pe fontă, uscat	2,5—3	4
Fontă pe fontă sau pe oţel călit, uns	6—8	10
Fontă pe bronz	—	4
Fontă pe lemn	—	3—6

La cuplajele uscate, în special la momente mari de transmis, se utilizează cu succes ferodoul (sub formă de garnituri), făcînd cuplu cu oţelul sau, în special, cu fonta. Ferodoul se obţine din : a) ţesătură de fire de azbest cu fire de alamă, impregnate cu bachelită sau cauciuc şi presate la

Tabelul 8.25

Temperaturi admisibile şi costul materialelor de frictiune

Cupluri de materiale de frictiune	Temperatura admisibilă (°C)		Cost
	Timp îndelungat	Timp scurt	
Fc, OT, OL cu :			
— Răşini fenolice	100	150	2
— Textolit	100	150	3
— Ferodo	200	300	3
Fc, OT, OL cu :			
— Lemn de mesteacăn	100	160	1
— Piele	100		1
— Plută	100		1
OL călit pe OL călit sau pe material sinterizat	100		3
Fc pe OL	260		1
Fc pe OL	300		1

Notă; Cost 1 — ieftin; cost 2 — mediu; cost 3 — scump.

Scanned with OKEN Scanner

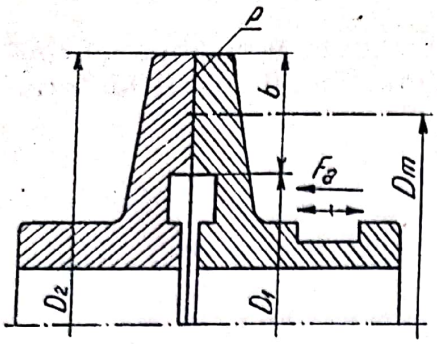


Fig. 8.81. Ambreiaj monodisc plan.

temperaturi ridicate; b) amestec din fire scurte de azbest, aşchii metalice, pulbere metalică (de alamă), impregnate cu bachelită sau cauciuc şi presate la temperaturi înalte. Rezistenţă ridicată la uzură în condiţiile temperaturilor înalte au dovedit materialele metaloceramice sinterizate, pe bază de cupru. Ele se utilizează sub formă de garnituri, montate pe elemente de oţel.

La ambreiajele unse, se utilizează mai frecvent cuplul oţel călit pe oţel călit, bronz pe oţel, fontă pe oţel, textolit pe oţel (la cuple cu temperaturi reduse de funcţionare $t < 120 \ldots 150°C$).

3) *Ambreiaje monodisc plane*

În figura 8.81 este prezentat principial un ambreiaj monodisc. Momentul se transmite prin frecarea dintre suprafeţe, la apăsarea lor cu forţa axială F_a. Momentul de torsiune la care se calculează cuplajul şi care stă şi la baza calculului sistemului de acţionare este dat de relaţia

$$M_{max} = \frac{\beta M_r}{k_m k_v}, \qquad (8.111)$$

unde β este coeficientul de rezervă (tab. 8.26); k_m — coeficient care ţine seama de numărul de cuplări pe oră (fig. 8.82); k_v — coeficient care ţine seama de viteza tangenţială pe cercul de diametru mediu (fig. 8.83); M_r — momentul forţelor rezistente (notat cu M_2 la paragraful 8.3.1.1.C.1).

Tabelul 8.26

Valorile coeficientului de rezervă

Maşina antrenată	β
Maşini-unelte	1,3 —1,5
Automobile	1,2 —1,5
Tractoare	2 —3,5
Tractoare rutiere	1,5 —2
Pompe cu piston (cu mai mulţi cilindri), ventilatoare (medii). Prese	1,3
Compresoare, ventilatoare mari, pompe cu piston (cu un cilindru), maşini de prelucrat lemnul	1,7
Mecanismele maşinilor de ridicat şi transportat:	
— ambreiaje cu cuplare în gol	1,25—1,35
— ambreiaje cuplate sub sarcina maximă	1,35—1,5

Prin adoptarea unui moment de calcul $M_{max} > M_2$, se asigură ambreierea într-un timp mai scurt (rel. 8.99, 8.103 şi 8.106) şi un lucru mecanic pierdut prin frecare, mai mic (rel. 8.95). Coeficientul k_m se alege în funcţie de diferenţa $(m - m_0)$, unde m este numărul efectiv de cuplări pe oră, iar m_0 reprezintă un număr de cuplări pe oră de referinţă; $m_0 = 50$ la cuplaje pentru antrenarea unor momente mari de inerţie la turaţii mari; $m_0 = 100$ pentru momente de inerţie mici şi turaţii reduse.

Calculul ambreiajelor monodisc este sistematizat în tabelul 8.27.

4) *Ambreiaje cu discuri multiple (multidisc)*

Construcţia şi funcţionarea ambreiajelor multidisc reiese din figura 8.84. Legătura între elementele conducător şi condus (*9* şi *1*) se stabileşte prin deplasarea axială a manşonului *2*, care provoacă rotirea pîrghiei *3*

Scanned with OKEN Scanner

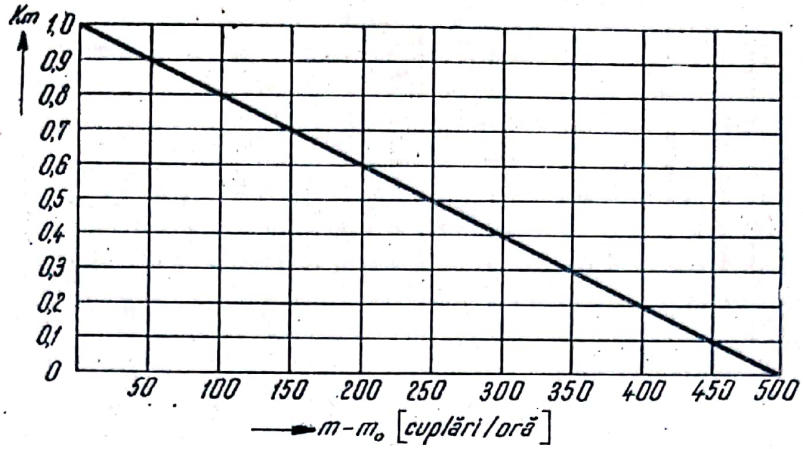


Fig. 8.82. Coeficientul numărului de cuplări pe oră.

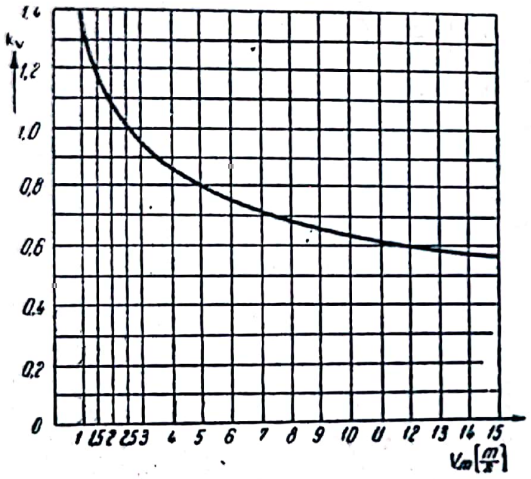


Fig. 8.83. Coeficientul de viteză.

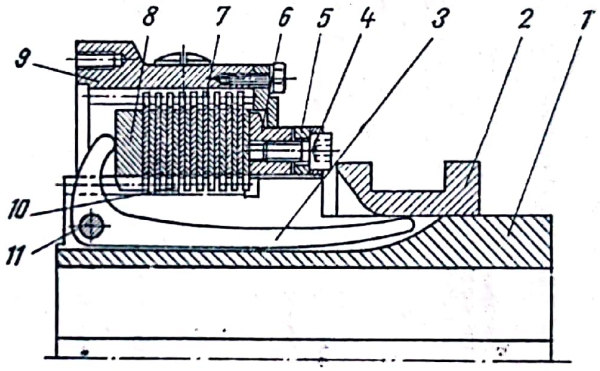


Fig. 8.84. Ambreiaj multidisc: *1* — element condus; *2* — manşon; *3* — pîrghie; *4* — şurub; *5* — piuliţă; *6* — disc; *7* — disc (lamelă); *8* — placă de presiune; *9* — manşon (element motor); *10* — disc (lamelă); *11* — bolţ.

în articulaţia *11*. În felul acesta se exercită o apăsare a perechilor de discuri exterioare *7* şi interioare *10* între plăcile (discurile) de presiune *8* şi *6*. Deoarece discurile *7*, respectiv *10*, sînt montate prin caneluri pe elementele *9* şi *1*, se asigură cuplarea acestor elemente. Reglarea forţei de apăsare se poate face cu ajutorul piuliţei *5* şi al şurubului *4*, deplasînd discul *6* într-o poziţie axială dorită. În figura 8.76 forţa de apăsare se reglează cu piuliţa secţionată *1*. Această forţă se mai poate regla prin rezemarea unui disc de presiune pe arcuri (fig. 8.87). În figura 8.85 discul *3* este rezemat pe pistonaşele *2* montate pe arcuri în piuliţa *1*. În figura 8.86 discul *4* se reazemă pe arcul-disc *5*. Prin deplasarea axială a manşonului *1*, bila *2* se deplasează radial, asigurînd deplasarea axială a bucşei de presiune *3*.

Ambreiajele multidisc funcţionează în majoritatea cazurilor unse. În acest caz cuplul de materiale de fricţiune este în general oţel pe oţel. Pentru ambreiajele multidisc uscate cuplul de materiale în frecare este, de obicei, oţel pe ferodo (fig. 8.88 cu dimensiuni în tabelul 8.28 [35[).

Scanned with OKEN Scanner

Calculul ambreiajelor monodisc *Tabelul 8.27*

Nr. crt.	Etapa	Condiții	Mărimea calculată (parametrul)	Simbol	Relația de calcul	Observații
0	1	2	3	4	5	6
1	Dimensionare	Se aplică relația ce exprimă momentul de frecare pe o suprafață inelară : $M_{max} = \frac{1}{3} F_a \mu \frac{D_2^3 - D_1^3}{D_2^2 - D_1^2}$ (8.112)	Forța axială necesară	F_a	$F_a = \frac{3 M_{max}}{\mu} \frac{D_2^2 - D_1^2}{D_2^3 - D_1^3}$ (8.113)	F_a servește la dimensionarea sistemului de acționare. M_{max} se calculează cu relația (8.111), în care k_v se alege prin apreciere
2		Considerînd presiunea uniform repartizată pe suprafața de contact, se transformă (8.112)	Momentul maxim	M_{max}	$M_{max} = \frac{\pi}{12} \mu p (D_2^3 - D_1^3) = \frac{\pi}{12} \mu p D_2^3 (k^3 - 1)$ (8.114)	S-a notat $k = \frac{D_1}{D_2}$. În general $k = 0{,}5 \ldots 0{,}8$
			Diametrul exterior	D_2	$D_2 = \sqrt[3]{\frac{2 M_{max}}{\pi p_a \mu (k^3 - 1)}}$ (8.115)	Se calculează D_1, D_m. Se verifică dacă mărimea k_v (rel. 8.111) a fost corect aleasă (funcție de v_m)
3			Coeficientul de lățime	ψ	$\psi = \frac{b}{D_m} = \frac{D_2 - D_1}{D_2 + D_1} = \frac{1 - k}{1 + k}$ (8.116)	Se corelează cu valoarea adoptată pentru k. Se poate alege $\psi = \left(\frac{1}{3} \ldots \frac{1}{9}\right)$ În general $\psi = \frac{1}{4}$
		Se exprimă M_{max} printr-o relație simplificată, care introduce o aproximație acceptată de practică	Momentul maxim	M_{max}	$M_{max} = F_a \mu \frac{D_m}{2} = \pi p b \mu \frac{D_m^2}{2} = \pi p \mu \psi \frac{D_m^3}{2}$ (8.117)	Se poate determina de aici F_a pentru dimensionarea sistemului de acționare

Scanned with OKEN Scanner

Tabelul 8.27 (continuare)

Nr. crt.	Etapa	Condiții	Mărimea calculată (parametrul)	Simbol	Relația de calcul	Observații
0	1	2	3	4	5	6
			Diametrul mediu	D_m	$D_m = \sqrt[3]{\frac{2 M_{max}}{\pi p_a \mu \psi}}$ (8.118)	Se calculează v_m. Se verifică dacă mărimea k_v (rel. 8.111) a fost aleasă corect
			Diametrul exterior	D_2	$D_2 = D_m (1 + \psi)$ (8.119)	
			Diametrul interior	D_1	$D_1 = D_m (1 - \psi)$ (8.120)	
4	Verificare		Presiunea de contact	p	$p = \frac{M_{max}}{\frac{\pi}{4}(D_2^2 - D_1^2)} \leqslant p_a$ (8.121)	

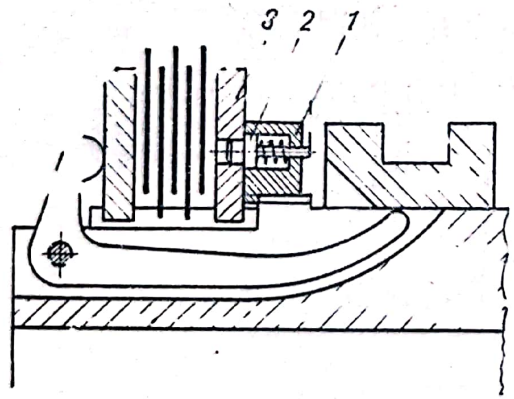


Fig. 8.85. Ambreiaj multidisc: *1* — piuliță; *2* — pistonaș; *3* — disc.

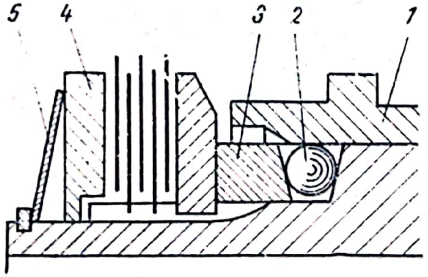


Fig. 8.86. Ambreiaj multidisc: *1* — manșon; *2* — bilă; *3* — bucșă de presiune; *4* — disc; *5* — arc-disc.

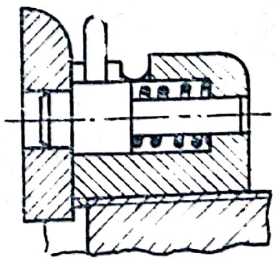


Fig. 8.87. Rezemarea discului de presiune pe arcuri (detaliu).

Scanned with OKEN Scanner

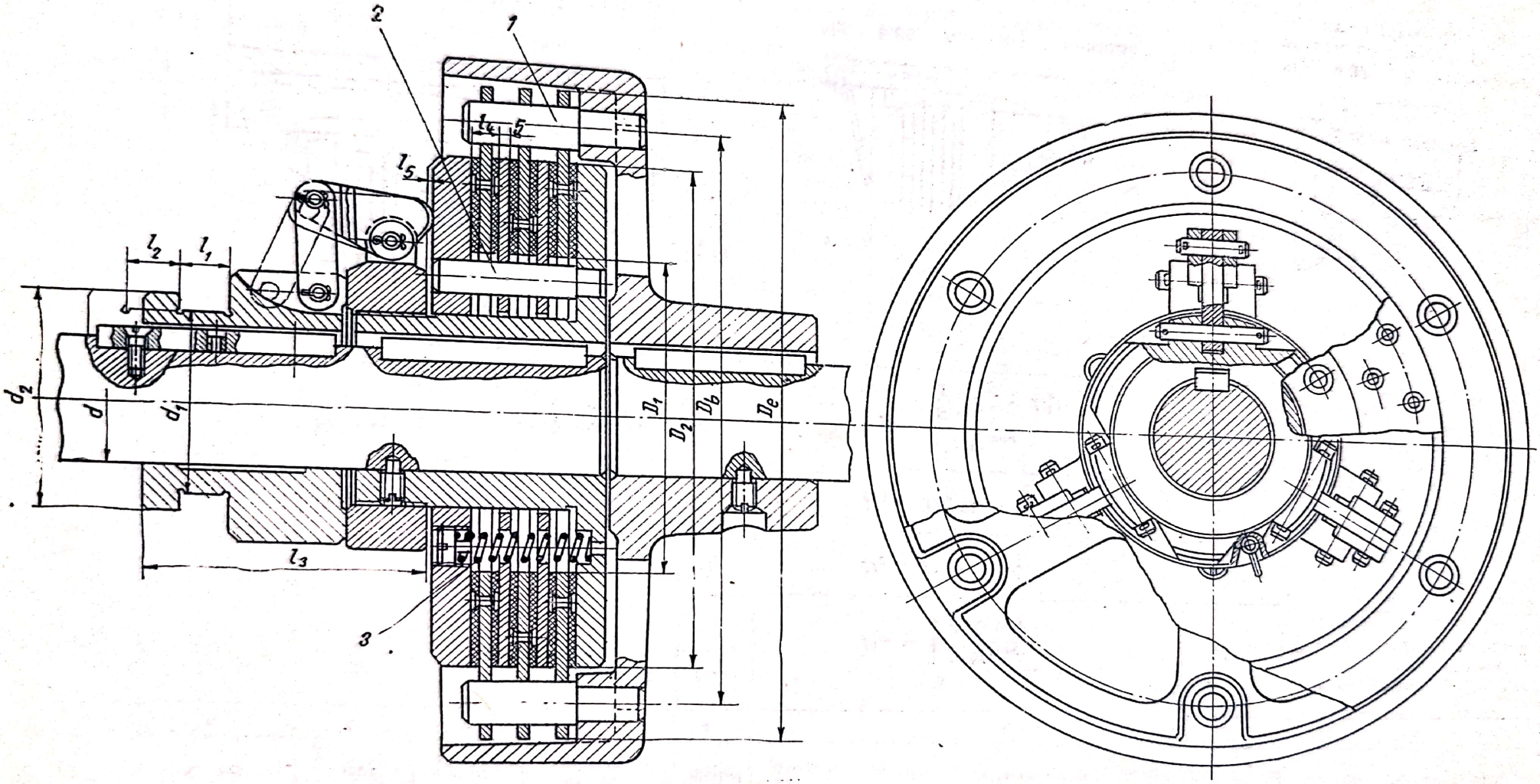


Fig. 8.88. Ambreiaj multidisc uscat : *1* — bolț ; *2* — bolț ; *3* — arc.

Scanned with OKEN Scanner

Tabelul 8.28

Dimensiunile unui tip de ambreiaj multidisc

Momentul de torsiune M_{tc} (N.m), dacă numărul discurilor exterioare este				d	D_2	D_1	D_e	D_b	d_1	d_2	l_1	l_2	l_3	l_4	l_5
1	2	3	4	(mm)	(mm)	(mm)	(mm)	(mm)	mm)	(mm)	(mm)	(mm)	(mm)	(mm)	(mm)
264,5	529	793,5	1058	45	229	145	295	260	80	95	20	20	115	11	1,5
517	1034	1 551	2068	55	280	164	350	315	105	120	20	28	125	11	2
1 062	2124	3 186	4248	70	365	235	435	400	125	145	25	35	140	13	2,5

La această construcţie, discurile nu sînt montate pe caneluri, ci sînt conduse pe bolţurile *1* şi *2*. Arcul *3* asigură distanţarea discurilor la debreiere (pentru a nu se transmite un moment remanent prin menţinerea discurilor în contact).

Ambreiajele multidisc sînt mult utilizate în lanţurile cinematice ale maşinilor-unelte. Prin adoptarea unui număr adecvat de discuri, se pot realiza gabarite radiale în funcţie de spaţiul disponibil pentru montarea acestora. De aceea la dimensionarea lor, se adoptă gabaritul, în funcţie de condiţiile concrete de spaţiu, rezultînd numărul discurilor.

Calculul ambreiajelor multidisc cu comandă mecanică este sistematizat în tabelul 8.29 (cu notaţiile din fig. 8.89). Elemente privind calculul la încălzire al ambreiajelor se dau în tabelul 8.30 [114].

Forma şi montarea discurilor ambreiajului este dată în figurile 8.91 (pentru discuri interioare), 8.92 (discuri exterioare). Canelurile utilizate au profil dreptunghiular sau evolventic. Montarea garniturilor din materiale de fricţiune pe discuri reiese din figurile 8.93 şi 8.94.

5) *Ambreiaje conice*

La aceste ambreiaje suprafaţa de frecare este conică (fig. 8.95). Au avantajul că, la acelaşi D_m şi acelaşi moment de transmis, necesită forţe axiale mai mici decît ambreiajul monodisc plan. Pentru evitarea autoblocării şi pentru uşurarea decuplării, unghiul α se ia: $\alpha = 8...10°$, pentru suprafeţe metalice; $\alpha > 20°$, pentru lemn pe metal; $\alpha \geqslant 12°30'$, pentru piele pe metal. Calculul ambreiajului conic este sistematizat în tabelul 8.31.

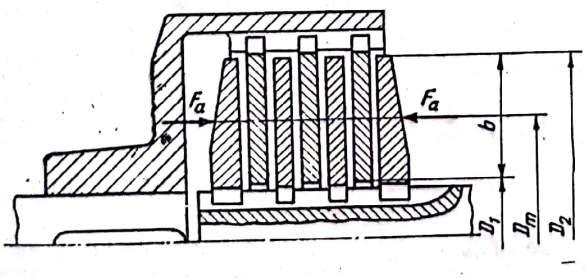


Fig. 8.89. Schemă constructivă pentru calcul.

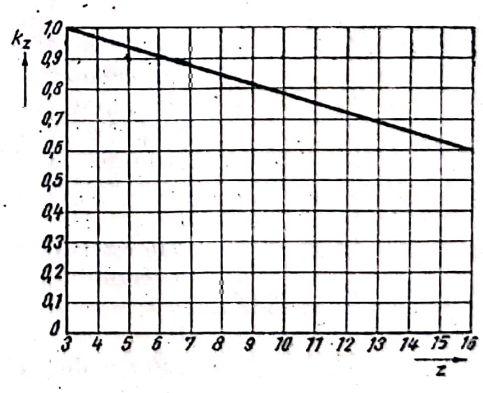


Fig. 8.90. Coeficientul numărului perechilor de suprafeţe în contact.

Scanned with OKEN Scanner

Calculul ambreiajelor multidisc cu comandă mecanică

Nr. crt.	Etapa	Condiții (premise)	Mărimea calculată (parametrul)	Simbol	Relația de calcul	Observații
0	1	2	3	4	5	6
1	Dimensionare	Se dau : M_r (moment rezistent), n — turația ; m — numărul de cuplări pe oră. Se alege : D_1 și D_m (din condiții constructive)	Coeficientul de lățime	ψ	$\psi = \frac{D_m - D_1}{D_m}$ (8.117′)	În relația (8.119′), se alege β din tabelul 8.26 ; k_m — din figura 8.82, k_v — din figura 8.83. S-a introdus coeficientul k_z, care ține seama de faptul că o parte din forța de apăsare se consumă prin frecarea dintre discuri și caneluri ; k_z se dă în figura 8.90 în funcție de z-numărul perechilor de suprafețe în contact. Inițial, cînd nu se cunoaște z, se ia pentru k_z o valoare prin apreciere. Dacă din (8.120′) rezultă $z > 25 \ldots 30$, se reia calculul, adoptînd un D_m mai mare
2		Se alege cuplul de materiale de fricțiune	Presiunea admisibilă de contact	p_a	tabelul 8.24	
3			Viteza pe cercul de diametru D_m	v_m	$v_m = \pi D_m \frac{n}{60}$ (m/s) ; (8.118′) $D_m(m)$, n(rot/min)	
4		Se exprimă momentul maxim M_{max} cu o relație analoagă cu (8.111)	Momentul maxim	M_{max}	$M_{max} = \frac{\beta M_r}{k_m k_v k_z} = \pi p \mu \psi \cdot z \frac{D_m^3}{2}$ (8.119′)	
5			Numărul perechilor de suprafețe în contact	z	$z = \frac{2 \beta M_r}{\pi \mu p_a \psi D_m^3 k_m k_v k_z}$ (8.120′)	
6			Diametrul exterior	D_2	$D_2 = D_m(1 + \psi)$ (8.121′)	
7			Forța de apăsare	F_a	$F_a = \frac{2b M_{max}}{\mu z \psi D_m^2}$ (8.122)	Rezultă pe baza relației (8.120′). F_a servește la dimensionarea sistemului de acționare

Scanned with OKEN Scanner

Elemente privind calculul ambreiajelor la încălzire

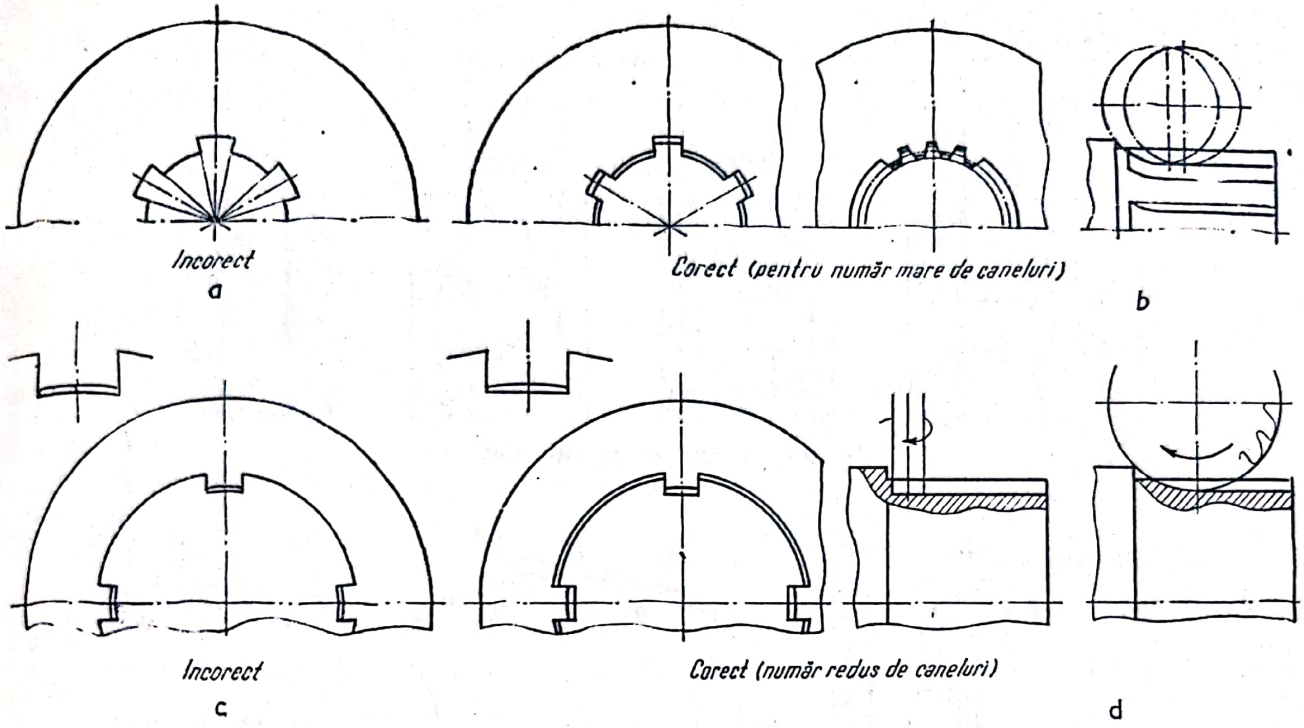
Nr. crt.	Mărimea calculată (Parametrul)	Simbol	Relația de calcul	Observații
1	Diferența dintre temperatura cuplei în timpul serviciului și temperatura ambiantă	θ	$\theta = \frac{Q\ m}{\alpha\ S}\left(1 - e^{-\frac{\tau\alpha s}{cM}}\right)$ (°C): (8.123) Q — cantitatea de căldură care rezultă la o cuplare (decuplare) (daJ); m — numărul cuplărilor pe secundă; S — aria suprafeței libere a cuplei (m^2); τ — durata de lucru a cuplei (s); c — căldura specifică medie (daJ/kg °C); M — masa cuplei (kg); α — coeficient de convenție termică $\left(\frac{da\,W}{m^2\,°C}\right)$; (la ambreiaje unse, la mașini-unelte, pentru $n = 750...1000\ \frac{rot}{min}$, $\alpha = 2,3\ \frac{da\,W}{m^2\,°C}$)	Ambreierile și debreierile numeroase conduc la încălzirea cuplajului. Încălzirea provoacă modificarea mărimii coeficientului de frecare, modificarea durității sau structurii materialelor (favorizînd uzarea lor) etc. Pentru a evita aceste neajunsuri, temperatura nu trebuie să depășească 300...400 °C (la discuri din oțel, ambreiaj uscat. Aceste considerente fac necesar calculul termic.
2	Temperatura medie a cuplei	t_m	$t_m = 0 + t_0$ (8.124)	t_0 — temperatura mediului ambiant.
3	Numărul admisibil de cuplări pe secundă	m_a	$m_a = \frac{\alpha S\,(t_{ma} - t_0)}{1 - e^{-\frac{\tau\alpha S}{cM}}}$ (8.125)	t_{ma} — temperatura admisiblă a cuplei.

Scanned with OKEN Scanner

Tabelul 8.30 (continuare)

Nr. crt.	Mărimea calculată (parametrul)	Simbol	Relaţia de calcul	Observaţii
4	Diferenţa dintre temperatura suprafeţelor de contact şi temperatura ambiantă	θ_s	$\theta_s = \frac{q}{\lambda}\left(\frac{2a\,\tau}{\delta} + \frac{\delta}{6}\right)$ (°C) (8.126) a — coeficient de difuzibilitate termică: (m^2/S); δ — grosimea discului (m); λ — coeficient de conductibilitate termică (da $W/m\,°C$); $q = \frac{Q}{\tau\, S_c}$ (da W/m^2) — densitatea fluxului de căldură; S_c — aria tuturor suprafeţelor de lucru ale discurilor (m^2).	
5	Temperatura suprafeţelor discurilor	t_d	$t_d = t_m + \frac{q}{\lambda}\left(\frac{2a\,\tau}{\delta} + \frac{\delta}{6}\right)$, (8.127) sau $t_d = \theta + t_0 + \frac{q}{\lambda}\left(\frac{2a\,\tau}{\delta} + \frac{\delta}{6}\right)$ (8.128)	
6	Suprafaţa totală de contact, necesară	S_c	$S_c = \frac{Q\left(\frac{2a\,\tau}{\delta} + \frac{\delta}{6}\right)}{(t_{da} - t_{ma})\,\lambda\,\tau}$ (8.129)	Se consideră date: t_{da} — temperatura admisibilă a suprafeţelor discurilor; t_{ma} — temperatura admisibilă a cuplei

Scanned with OKEN Scanner



8.91. Forma și montarea discurilor interioare: *a*—incorect; *b*—corect; *c*—corect; *d*—corect.

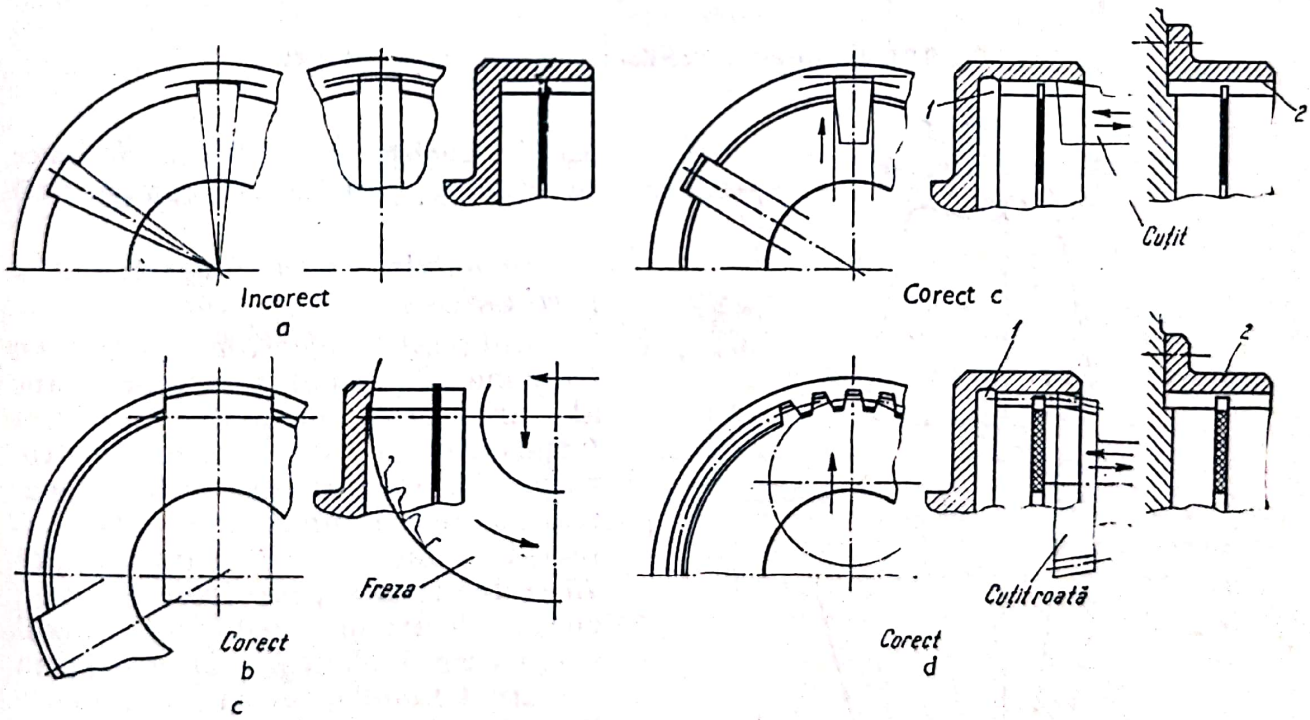


Fig. 8.92. Forma și montarea discurilor exterioare: *a* — incorect; *b* — incorect; *c* — corect; *d* — corect.

Scanned with OKEN Scanner

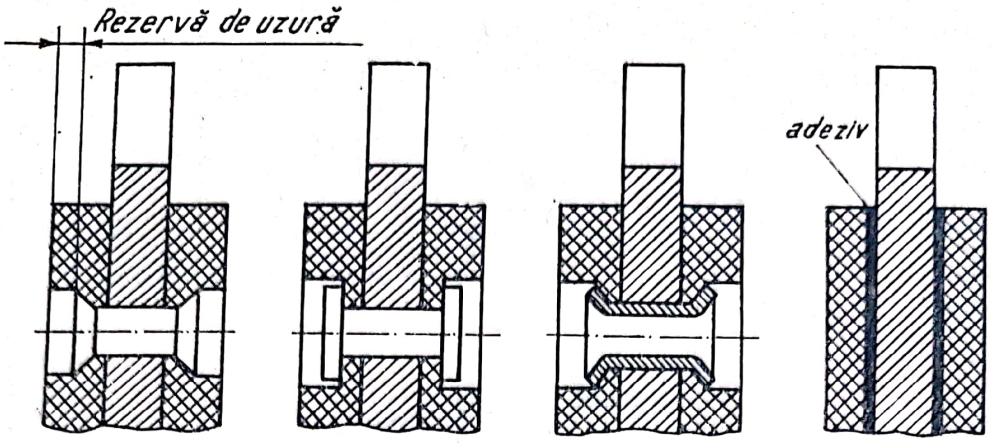


Fig. 8.93. Montarea garniturilor.

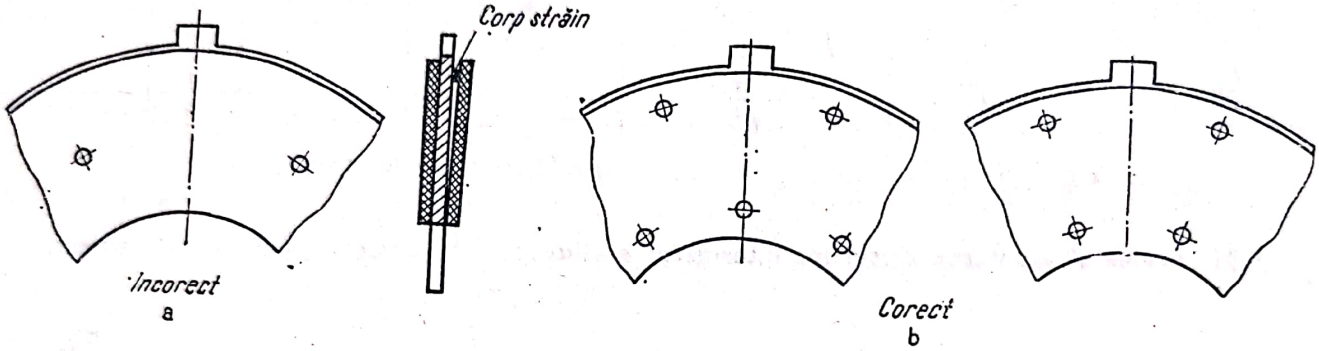


Fig. 8.94. Repartizarea niturilor: *a* — incorect; *b* — corect.

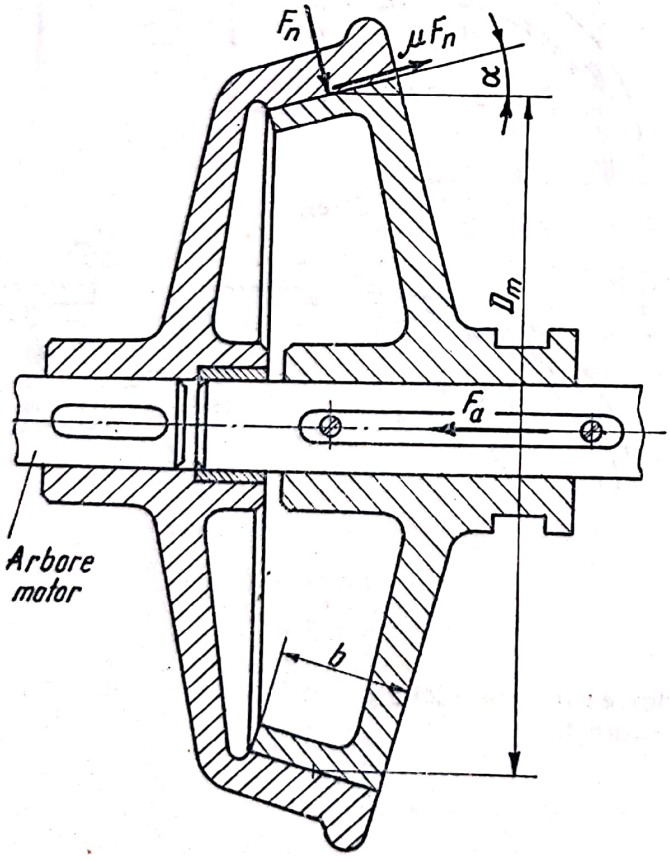


Fig. 8.95. Ambreiaj conic.

8.3.1.2. Cuplaje intermitente mecanice cu comandă electrică (electromagnetică)

Ambreiaje electromagnetice cu fricţiune

Ambreiajele electromagnetice cu fricţiune asigură cuplarea unor organe ale unui lanţ cinematic, pe baza forţei create de către un cîmp electromagnetic. Construcţia şi funcţionarea lor reiese din figura 8.96. Cuplarea arborelui *1* cu roata dinţată *13* se realizează prin trecerea unui curent electric prin bobina *4*. Fluxul magnetic se închide prin lamele şi prin armătura mobilă, formată din inelele *9* şi *10*. Acestea sînt montate cu ajustaj alunecător putîndu-se deplasa axial în limitele permise de ştiftul în trepte *12* şi compensînd astfel anumite diferenţe între dimensiunile axiale ale pachetului de lamele.

Scanned with OKEN Scanner

Tabelul 8.31

Calculul ambreiajelor conice

Nr. crt.	Condiţii (premise)	Mărimea calculată (parametrul)	Simbol	Relaţia de calcul	Observaţii
0	1	2	3	4	5
1	Se alege tipul ambreiajului (uscat, uns) şi cuplul de materiale de fricţiune				Rezultă μ (tabelul 8.23) şi p_a (tabelul 8.24)
2	Se exprimă forţa normală pe suprafaţa de contact		F_n	$F_n=\pi D_m b p$ (8.130)	În relaţia (8.131), M_r este momentul de torsiune rezistent; β — se alege din tabelul 8.26; k_m - fig. 8.82; k_v — fig. 8.83 (se alege orientativ); M_{max} — s-a înlocuit pe baza relaţiei (8.111)
3	Se exprimă momentul de torsiune maxim transmisibil		M_{max}	$M_{max}=\mu F_n \frac{D_m}{2}$ (8.131) $\frac{\beta M_r}{k_m k_v}=\frac{\pi}{2}\mu p b D_m^2$	
4	a) Se alege D_m, din condiţii constructive	Lăţimea suprafeţei de contact	b	$b=\frac{2\beta M_r}{\mu p_a D_m^2 \pi k_m k_v}$ (8.132)	Din relaţia (8.131)
	b) Se alege coeficientul de lăţime $\psi=\frac{b}{D_m}=$ $=0{,}15\ldots 0{,}25$	Diametrul mediu	D_m	$D_m=\sqrt[3]{\frac{2\beta M_r}{\pi\mu p_a \psi k_m k_v}}$ (8.133)	Se consideră orientativ o viteză v_m pe cercul de diametru mediu pentru a se alege (aproximativ) k_v. După calculul lui D_m, se determină viteza $v_m=\frac{\pi D_m n}{60}$; D_m (m); n (rot/min.). Se verifică dacă mărimea k_v a fost bine aleasă
5	Se alege unghiul de înclinare α				
6		Forţa axială de cuplare	F_a	$F_a=\frac{2M_{max}}{D_m}\left(\frac{\sin\alpha}{\mu}+\cos\alpha\right)$ (8.134)	S-au proiectat toate forţele după direcţia axei. Forţa F_a serveşte la dimensionarea sistemului de acţionare

Scanned with OKEN Scanner

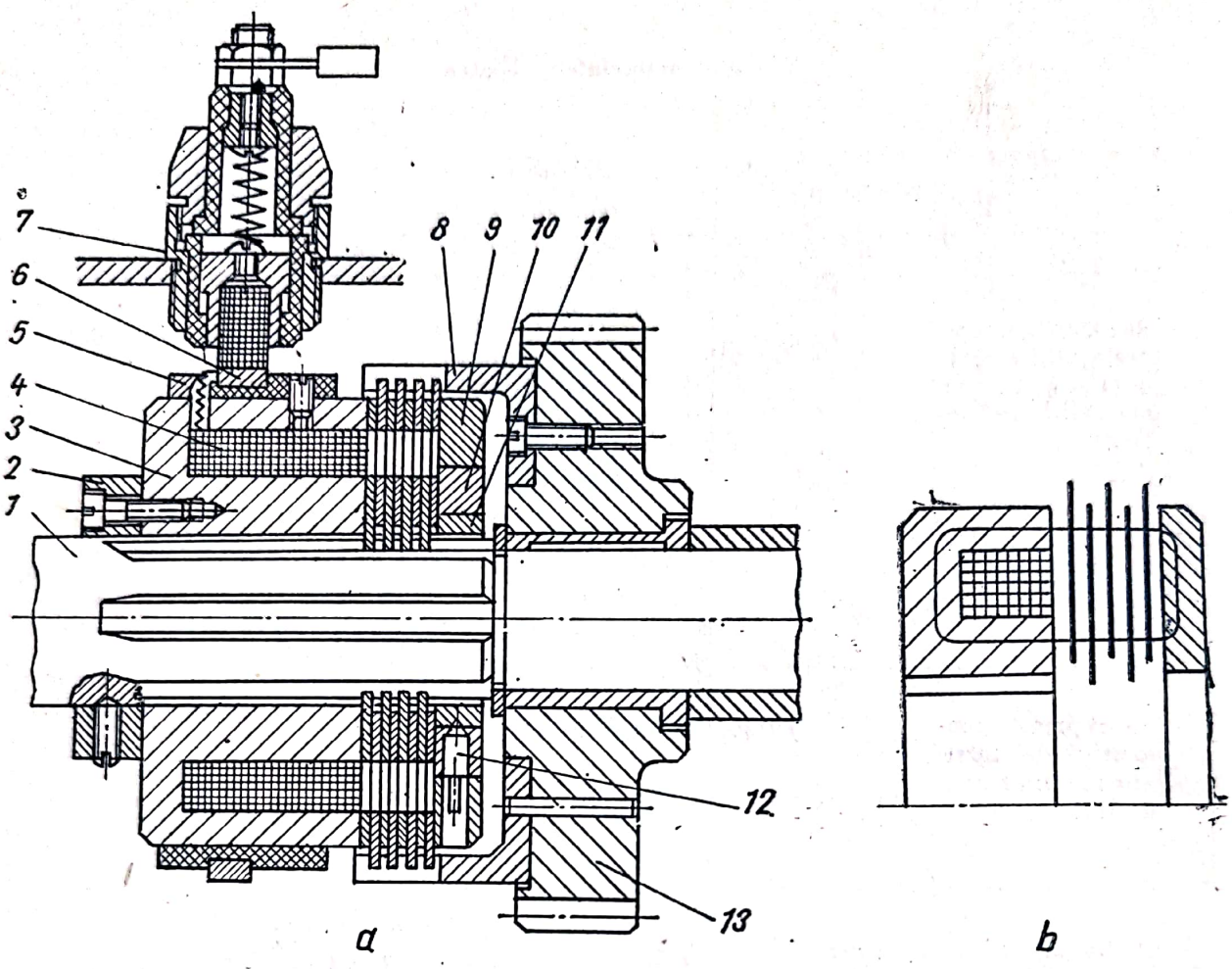


Fig. 8.96. Ambreiaj electromagnetic cu fricțiune: *a* — construcție; *1* — arbore; *2* — bucșă; *3* — corpul cuplei; *4* — bobină; *5* — bucșă izolatoare; *6* — inel colector; *7* — perie colectoare; *8* — antrenor; *9* — inel; *10* — inel; *11* — bucșă; *12* — știft; *13* — roată dințată; *b* — traseul fluxului magnetic.

Se definește ca timp de anclanșare, intervalul de timp de la aplicarea tensiunii de alimentare a cuplajului și atingerea valorii de 90% din valoarea maximă a cuplului nominal. De asemenea, se definește ca timp de declanșare, intervalul de timp de la întreruperea alimentării bobinei cuplajului și scăderea cuplului pînă la 10% din valoarea cuplului nominal.

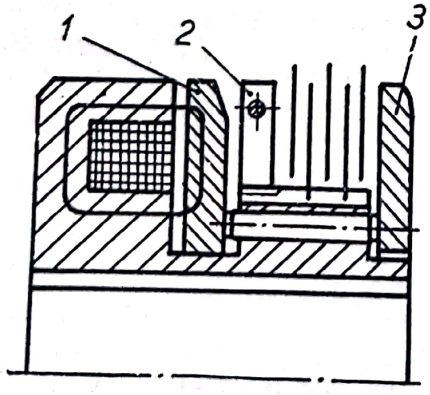


Fig. 8.97. Ambreiaj electromagnetic cu fricțiune: *1* — armătură; *2* — piuliță secționată; *3* — disc de presiune.

La cuplajele străbătute de fluxul magnetic, lamelele trebuie să fie din materiale magnetice (oțel). Deoarece nu există întrefier (sistemul magnetic este scurtcircuitat) se realizează cupluri mari. Dezavantajul constă în existența unui magnetism remanent (crește timpul de declanșare precum și momentul rezidual). La cuplajele la care lamelele nu sînt străbătute de fluxul magnetic (fig. 8.97), există întotdeauna un întrefier de lucru. Discurile *1* și *3* se deplasează simultan, discul *3* exercitînd o

Scanned with OKEN Scanner

apăsare a lamelelor pe suprafaţa piuliţei secţionate *2*. Prin uzarea lamelelor, întrefierul se micşorează şi este necesară o reglare a ambreiajului (cu ajutorul piuliţei *2*). Aceste cuplaje realizează timpi de anclanşare şi de declanşare mai mici.

Parametrii principali ai ambreiajelor electromagnetice sînt daţi în tabelul 8.32. Desfăşurarea procesului de anclanşare şi de declanşare a unui

Tabelul 8.32

Parametrii principali ai ambreiajelor electromagnetice

Nr. crt.	Parametrul	Simbol	Definirea parametrului
0	1	2	3
1	Cuplul transmisibil (cuplul static)	M_t	Cuplul pe care cuplajul îl poate transmite fără să existe alunecare între partea motoare şi partea antrenată
2	Cuplul comutabil (cuplul dinamic)	M_c	Cuplul pentru care are loc o alunecare între partea motoare şi partea antrenată
3	Cuplul nominal	M_n	Cuplul comutabil, la valoarea lui maximă
4	Cuplul rezidual	M_{rez}	Cuplul care se transmite asupra părţii antrenate, atunci cînd cuplajul, avînd temperatura de regim nu este alimentat
5	Numărul de rotaţii maxim	n_{max}	Numărul maxim de rotaţii la care cuplajul poate fi utilizat
6	Timpul de anclanşare	t_{an}	Intervalul de timp de la aplicarea tensiunii U_n de alimentare a cuplajului pînă cînd cuplul atinge valoarea 0,9 M_n
7	Timpul de declanşare	t_d	Intervalul de timp din momentul întreruperii alimentării bobinei, pînă cînd cuplul atinge valoarea 0,1 M_n
8	Timpul mort	t_m	Intervalul de timp din momentul aplicării tensiunii U_n la bornele cuplajului, pînă în momentul cînd cuplul atinge valoarea 0,1 M_n
9	Timpul de creştere	t_c	Intervalul de timp necesar creşterii cuplului de la 0,1 M_n pînă la 0,9 M_n
10	Lucrul mecanic maxim corespunzător unei singure anclanşări	L_{1max}	Defineşte capacitatea cuplajului de dispersare a căldurii atunci cînd nu există acţionări repetate
11	Lucrul mecanic maxim admis la o anclanşare, la un regim de 1 000 de anclanşări pe oră	L_{1000}	Defineşte capacitatea cuplajului de a disipa căldura la acţionări repetate

Scanned with OKEN Scanner

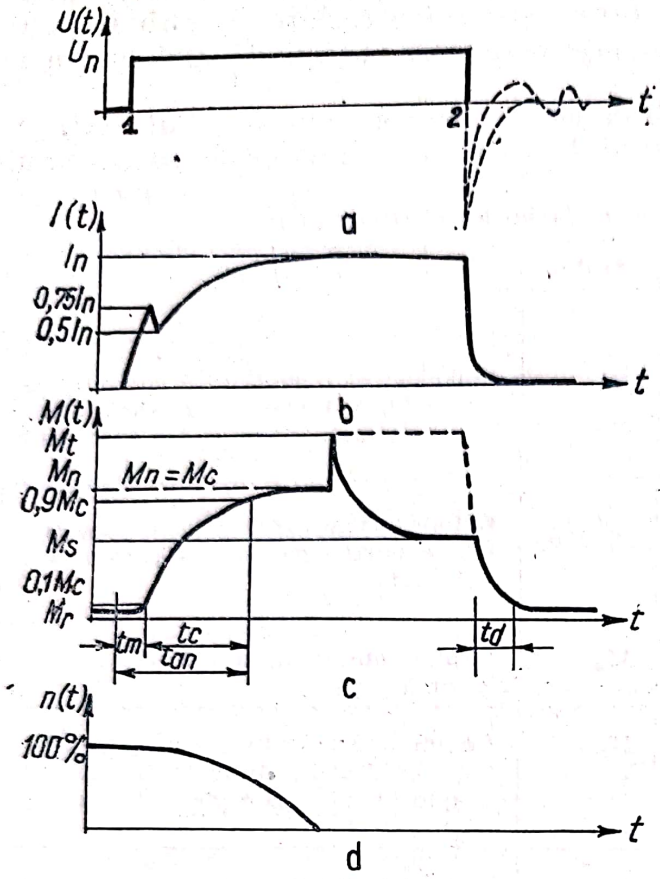


Fig. 8.98. Procesul de anclanşare şi declanşare a unui cuplaj electromagnetic.

cuplaj electromagnetic poate fi urmărită în figura 8.98. Sînt parcurse următoarele etape: a) închiderea contactului (punctul *1*); stabilirea instantanee a tensiunii, creşterea intensităţii curentului (armătura nu este atrasă); b) cînd $I \approx 0{,}75\ I_n$, armătura este atrasă brusc; între lamele există alunecare relativă; cuplul este inferior cuplului de sarcină ($M < M_s$); arborele condus nu se roteşte; c) cînd $M = M_s$, iar apoi $M > M_s$, arborele condus se accelerează; turaţia relativă a pieselor cuplate scade (fig. 8.98, *d*) pînă cînd ea devine zero; în acest moment M creşte brusc, iar apoi scade pînă la valoarea M_s. Declanşarea are loc în punctul *2*.

Calculul cuplajelor electromagnetice cu fricţiune constă din alegerea mărimii cuplajului şi desfăşurarea unor etape de calcul în vederea determinării încărcării termice a lui. Calculul este sistematizat în tabelul 8.33.

În figura 8.101 se prezintă utilizarea acestor cuplaje la cutia de viteze a unui strung automat [72]. Pentru micşorarea pierderilor din circuitul magnetic, discurile (lamelele) au forma din figura 8.102.

8.3.1.3. Cuplaje intermitente mecanice cu comandă hidraulică

Construcţia şi funcţionarea acestor ambreiaje reies din figura 8.103. Uleiul sub presiune intră prin canalul *1* în cilindrul *4* acţionînd pistonul *5* care presează lamelele ambreiajului. Arcurile *3* asigură o debreiere mai eficace evitînd menţinerea unui cuplu remanent. Lipsa arcurilor (fig. 8.104) face ca forţele centrifuge care acţionează în fluidul motor să dea naştere unui cuplu, care poate fi important la turaţii mari (de exemplu, pentru $R = 100$ mm, $r = 50$ mm, $n = 2\,000$ rot/min, raza canalului din arbore $r_0 = 40$ mm, rezultă [106] $F_a = 225$ daN).

În tabelul 8.36 sînt date dimensiunile unui ambreiaj hidraulic [35] cu notaţiile din figura 8.105. Avantajele ambreiajelor hidraulice în comparaţie cu cele electromagnetice sînt: gabarit mai redus la acelaşi moment de transmis; siguranţă mai mare în exploatare; reglarea vitezei de cuplare este simplă, putîndu-se realiza cuplări fără şoc. Ele au însă dezavantajul unor timpi de reacţie mai mari şi al unui sistem hidraulic relativ complicat.

Scanned with OKEN Scanner

Tabelul 8.33

Calculul ambreiajelor electromagnetice cu frieţiune

Nr. crt.	Condiţii (premise, etape)	Mărimea calculată (parametrul)	Simbol	Relaţia de calcul (tabelul, figura)	Observaţii
0	1	2	3	4	5
1	Pentru alegerea cuplajului din catalog, se face ipoteza acoperitoare că cuplul de sarcină (M_s) este egal cu cuplul asigurat de motor la arborele pe care este montat cuplajul (M_M)	Cuplul de sarcină	M_s	$M_s = M_M = 955\frac{P}{n}$ (daN · m) : (8.135) P — puterea pe arborele pe care este montat cuplajul (kW); n — turaţia arborelui pe care este montat cuplajul $\left(\frac{\text{rot}}{\text{min}}\right)$	Puterea P se determină luînd ca bază puterea motorului şi ţinînd seama de randamentul elementelor pînă la cuplaj
2		Momentul nominal care trebuie asigurat de către cuplaj	M_n	$M_n = k_s M_s$: (8.136) k_s — coeficient de suprasarcină (tabelul 8.34)	Cu valoarea M_n se alege din catalog [34] un cuplaj de o mărime căreia îi corespunde un cuplu comutabil M_c apropiat de M_n. Mărimea cuplajului se exprimă prin diametrul său (se notează cu numere: 09, 11, 14, 16, 21, 24, 29, care reprezintă aproximativ diametrul în cm)
3		Numărul maxim de rotaţii	n_{max}	fig. 8.99 Se verifică inegalitatea $n < n_{max}$	
4		Timpul de alunecare		$t_{al} = xT$, (8.137) x — se determină din fig. 8.100. T — constanta de timp (tabelul 8.35) În figura 8.100, expresia $\frac{M_n}{M_n - M_s}$ corespunde componentei statice a sarcinii, iar expresia $\frac{GD^2 n}{375\ T(M_n - M_s)}$ componentei dinamice. Dacă sarcina este accelerată de la turaţia n_1 la n_2, atunci în loc de n se va lua $(n_2 - n_1)$	Timpul de alunecare este timpul necesar creşterii cuplului de la zero la valoarea cuplului de sacină M_s. În figura 8.100, M_n, M_s se iau în daN · m, iar G în daN, D[m], n[rot/min], T[s],

Scanned with OKEN Scanner

Tabelul 8.33 (continuare)

Nr. crt.	Condiții (premise, etape)	Mărimea calculată (parametrul)	Simbol	Relația de calcul (tabelul, figura)	Observații
0	1	2	3	4	5
5	Se determină lucrul mecanic de frecare la anclanșare, ținînd seama de natura sarcinii : a) Sarcină pur statică	Lucrul mecanic la o anclanșare	L_{stat}	$L_{stat}=\frac{\pi}{45}M_s n t_{al}$ (daN · m) (8.138) $L_{stat}=\frac{\pi}{45}M_s(n_2-n_1)\,t_{al}$ (daN · m) (8.139)	Relația (8.138) se utilizează cînd sarcina este accelerată de la turația $n=0$ la $n=n$. Relația (8.139) se utilizează cînd sarcina este accelerată de la turația n_1 la turația n_2. Aceeași remarcă se face la celelalte relații
	b) Sarcină dinamică (inerțială)	Lucrul mecanic la o anclanșare	L_{din}	$L_{din}=\frac{GD^2n^2}{7\,020}$ (daN · m) (8.140) $L_{din}=\frac{GD^2(n_2-n_1)^2}{7\,020}$ (daN · m) (8.141)	GD^2 este dat în cataloagele de cuplaje. S-au luat : G[daN], D[m], $n\left[\frac{\text{rot}}{\text{min}}\right]$. În relația (8.142), L_{stat} și L_{din} se calculează cu relații de forma (8.138), (8.139) respectiv (8.140), (8.141). Timpul t_{al} se determină ținînd seama de expresiile corespunzătoare componentei statice, respectiv celei dinamice
	c) Sarcină mixtă (statică + dinamică). Este cazul cel mai general	Lucrul mecanic la o anclanșare	L_{tot}	$L_{tot}=L_{stat}+L_{din}$ (8.142)	
6	Se verifică dacă lucrul mecanic la anclanșare este mai mic decît cel admis (L_1)			a) $L_{stat}<L_1$ (8.143)	La sarcină statică
				b) $L_{din}<L_1$ (8.144)	La sarcină dinamică
				c) $L_{tot}<L_1$ (8.145)	La sarcină mixtă
7	Se execută z anclanșări pe oră (egale din punct de vedere al condițiilor)	Lucrul mecanic orar	L_{orar}	$L_{orar}=zL_{tot}$ (8.146)	
8	Se verifică dacă L_{orar} este sub valoarea admisă			$L_{orar}<L_{1000}1000=L_{orar\ admis}$ (8.147)	L_{1000} — se ia din catalog [34]

Scanned with OKEN Scanner

Tabelul 8.34

Valorile coeficientului de suprasarcină

Utilajul	k_s
Maşini-unelte aşchietoare	1,25—2,5
Maşini de prelucrat lemn	1,5—2
Maşini de ridicat şi transportat	3—5
Generatoare electrice	1—2
Pompe centrifuge	2—3
Ventilatoare	1,25—2,5

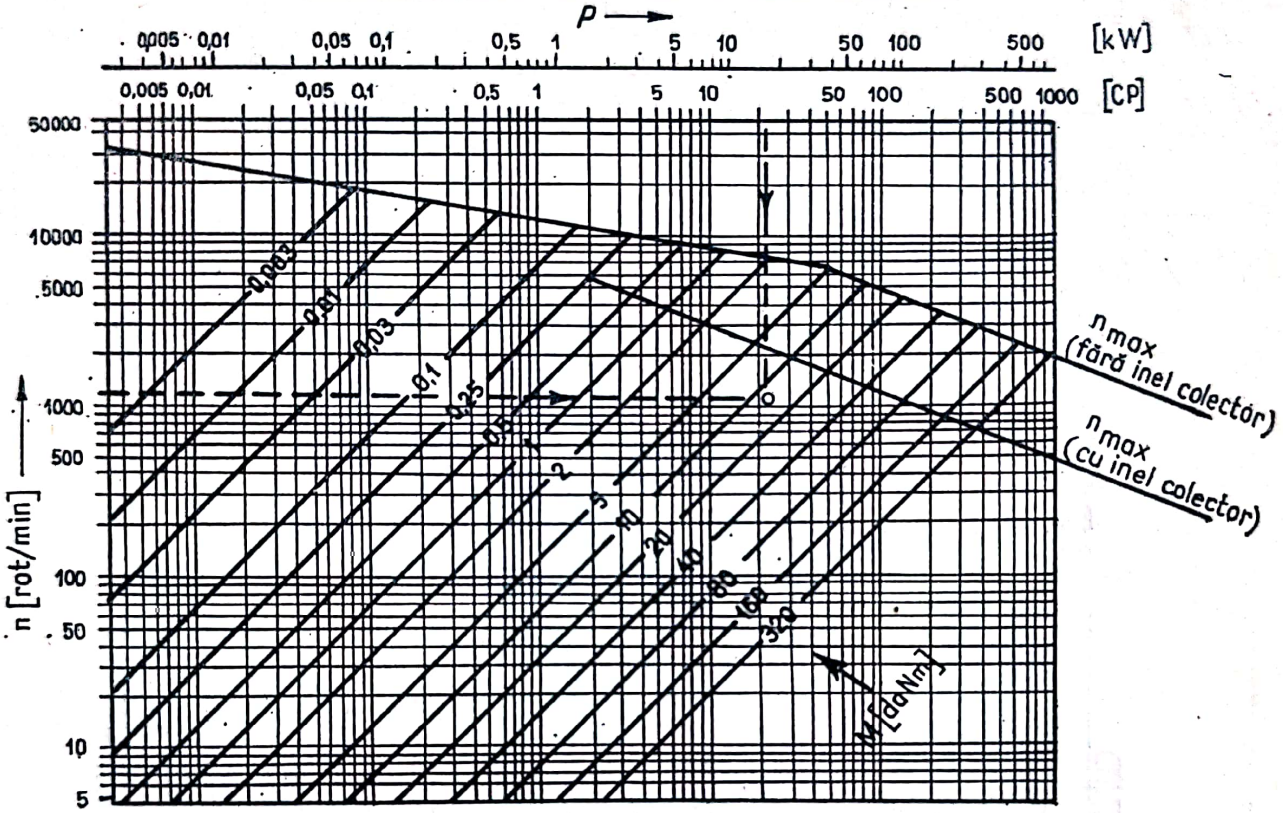


Fig. 8.99. Nomogramă n, P, M_t.

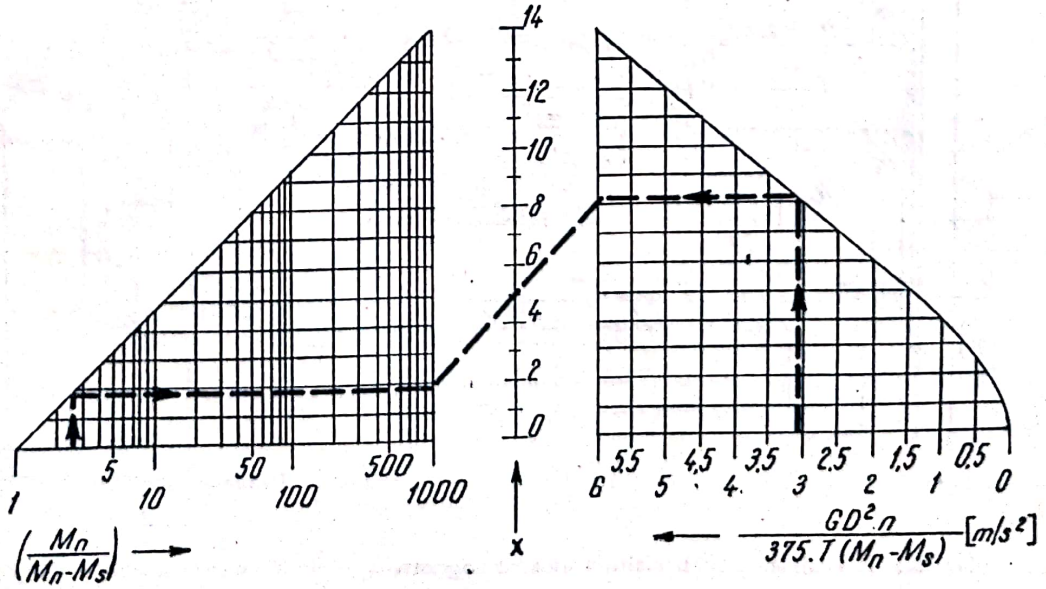


Fig. 8.100. Nomogramă ajutătoare pentru determinarea timpului de alunecare.

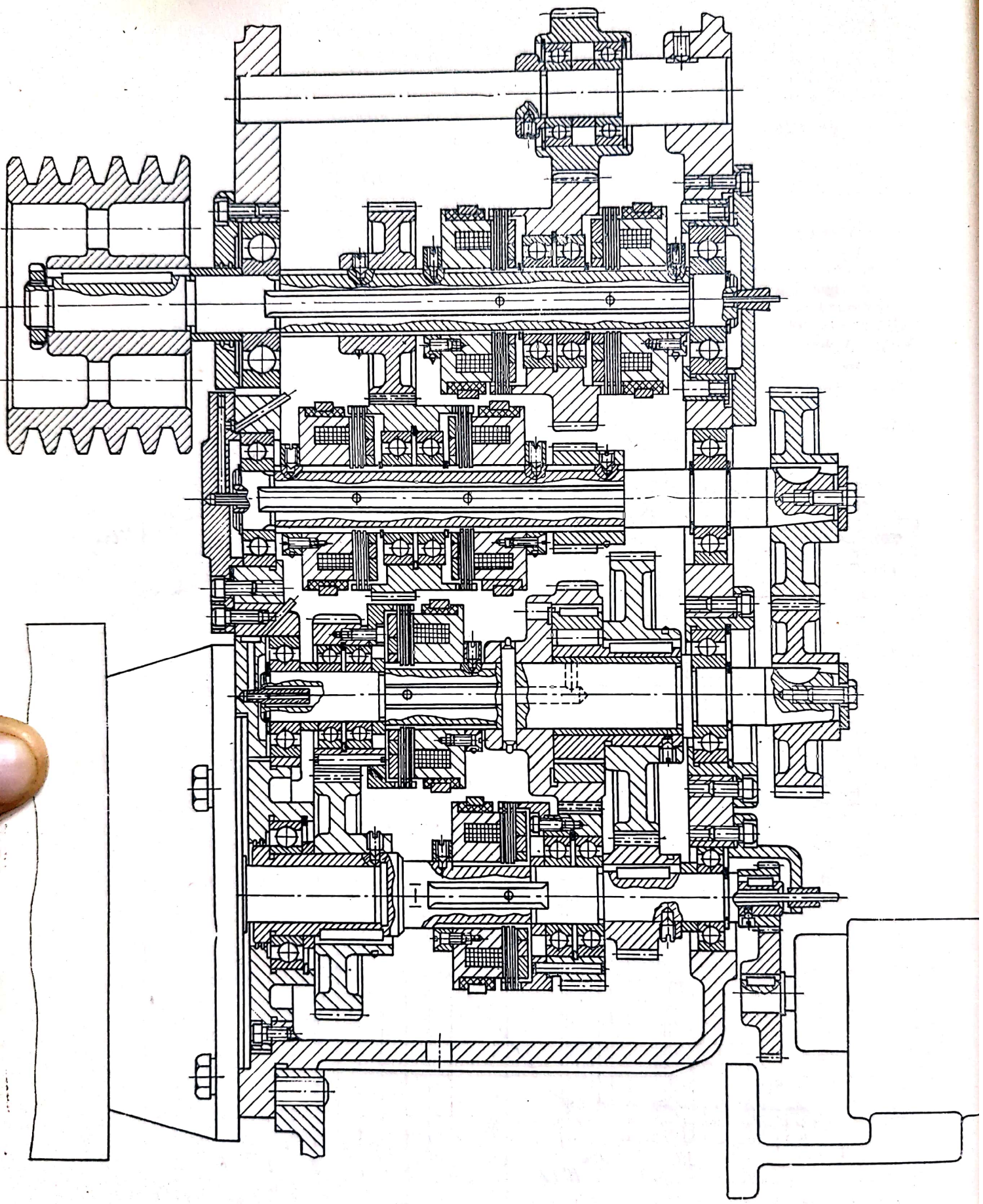


Fig. 8.101. Utilizarea ambreiajului electromagnetic la cutia de viteze a unui strung automat.

Scanned with OKEN Scanner

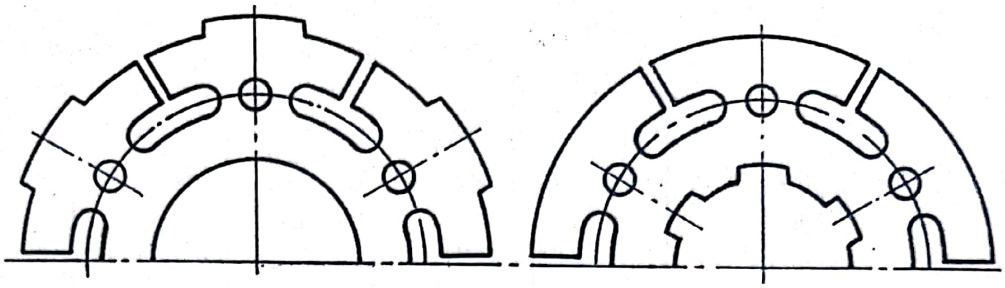


Fig. 8.102. Forma lamelelor.

Tabelul 8.35

Valorile constantei de timp funcție de mărimea cuplajului

Mărimea cuplajului		09	11	14	16	19	21	24	25	29
Constanta de timp T	funcționare uscată	0,05	0,06	0,08	0,011	0,15	0,18	0,26	0,32	0,5
	funcționare în ulei	0,075	0,09	0,12	0,16	0,23	0,28	0,4	0,5	0,8

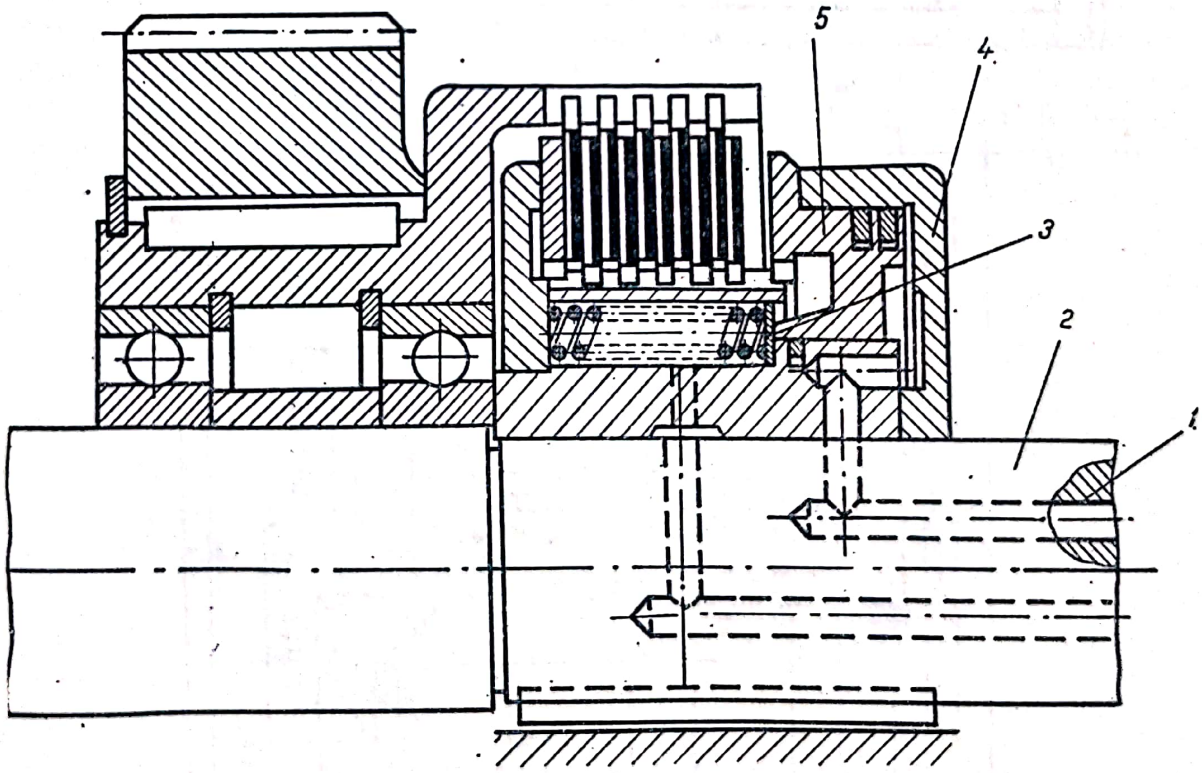


Fig. 8.103. Ambreiaj cu comandă hidraulică: *1* — canal pentru ulei; *2* — arbore; *3* — arc; *4* — cilindru; *5* — piston.

Scanned with OKEN Scanner

Momentul maxim M_{max} (daN·m)	Turația max n (rot/min)	Dimen										
		d (max)	D	D_1	D_2	D_3	d_1	Filetul, avînd diametrul nominal d_2	d_3	D_4	d_4	L
360	1500	110	395	365	370	345	142	M 14	111	290	12	170
530	1000	150	460	430	435	410	200	M 14	155	350	12	180
750	900	165	515	485	490	465	220	M 16	175	380	12	195
1500	800	180	610	580	580	560	240	M 14	195	450	15	220

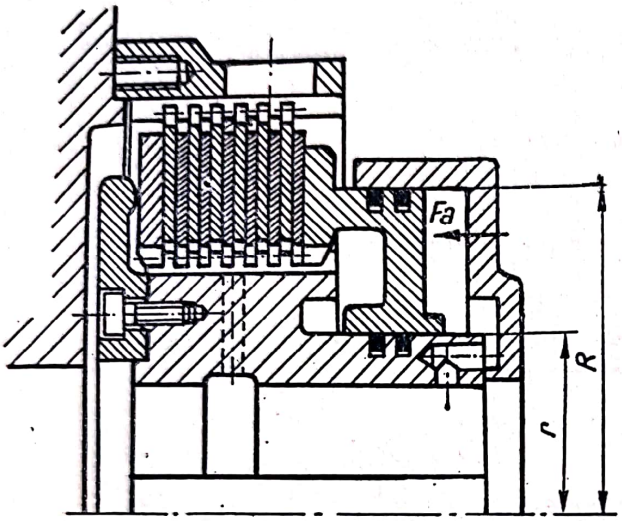


Fig. 8.104. Construcție concepută greșit (lipsesc arcurile).

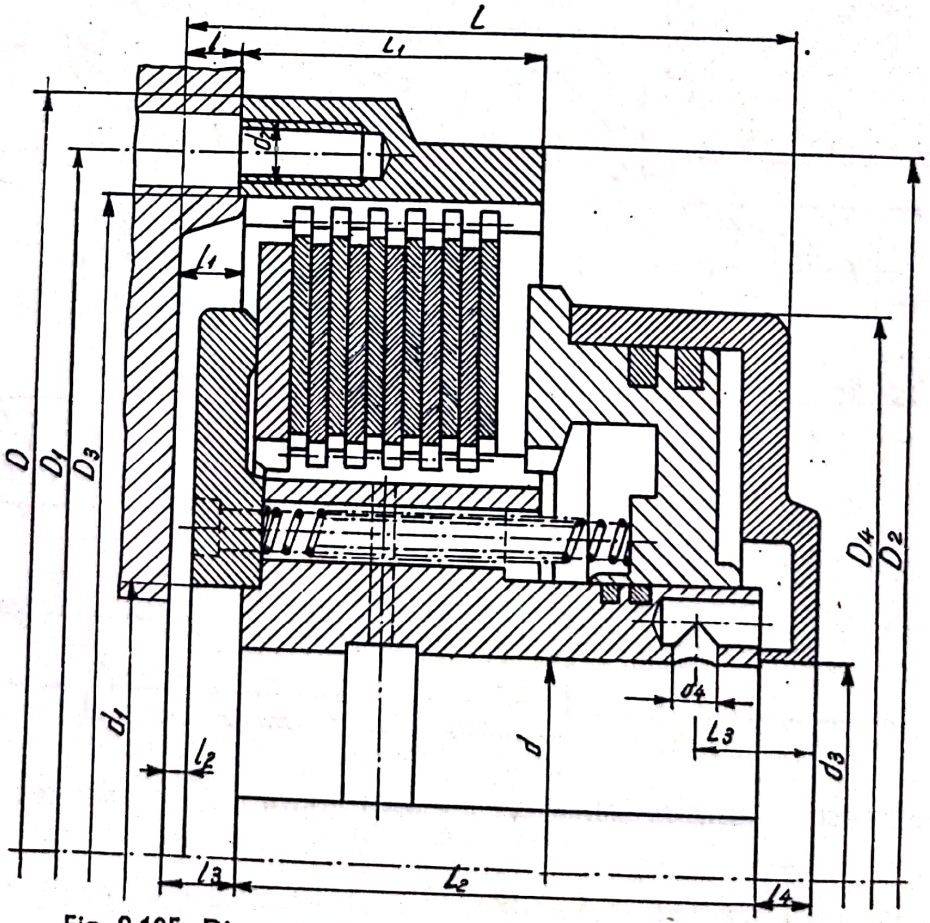


Fig. 8.105. Dimensiunile ambreiajului cu comandă hidraulică.

Scanned with OKEN Scanner

Tabelul 8.36

iajelor hidraulice

siuni (mm)								Presiunea de lucru (daN/cm²)	Contra-presiunea (daN/cm²)	Volumul de lucru (cm³)	Greutatea (daN)
L_1	l	l_1	l_2	l_3	L_2	L_3	L_4				
85	10	15	5	20	135	32	15	7 ...8	2	460	83
90	10	15	5	18	147	32	15	6 ...7	1	670	121
110	10	15	5	20	158	34	17	6,5...7,5	1,5	860	167
115	10	15	5	20	178	43	22	6,5...7,5	1,5	1350	260

8.3.2. Cuplaje electromagnetice cu alunecare

Principiul de funcţionare al acestor cuplaje reiese din figura 8.106. Indusul masiv *1* se roteşte împreună cu arborele motor în cîmpul magnetic produs de bobina de excitaţie *4*, montată în inductor. În el se induce o tensiune electromotoare datorită căreia în indus apar curenţi turbionari. Prin interacţiunea acestora cu fluxul magnetic produs de bobina de excitaţie, inductorul *2* va fi antrenat în sensul de rotaţie al indusului. Inductorul se accelerează, scăzînd astfel viteza relativă dintre organele cuplate (*1* şi *2*), micşorîndu-se corespunzător şi cuplul motor pînă cînd devine egal cu cuplul rezistent. Dacă, de exemplu, în timpul serviciului creşte cuplul rezistent, atunci scade turaţia inductorului, legat de maşina antrenată. Va creştei astfel alunecarea (viteza relativă), deci şi cuplul motor (datorită creşteri tensiunii electromotoare în indus). Avantajele acestor cuplaje sînt: a) construcţie simplă; b) executarea inductorului şi indusului din oţel turnat

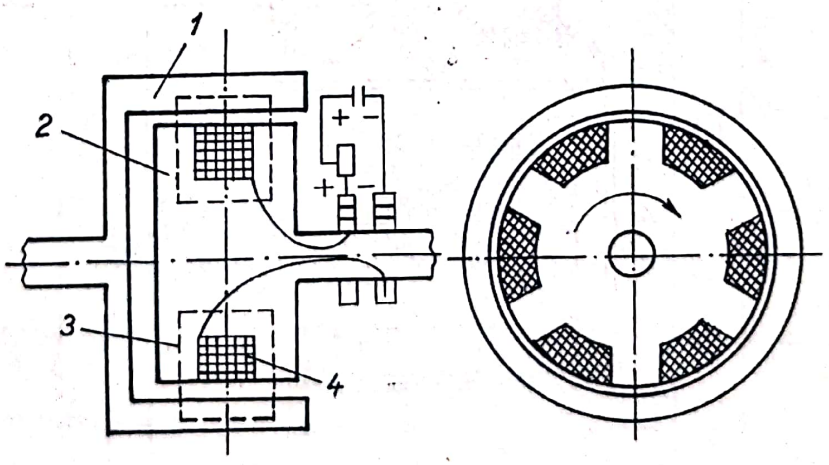


Fig. 8.106. Cuplaj electromagnetic cu alunecare: *1* — indus masiv; *2* — inductor; *3* — sistemul magnetic al inductorului; *4* — bobină de excitaţie.

Scanned with OKEN Scanner

(economie de cupru); c) nu există piese supuse uzurii; d) poate fi comandat de la distanţă; e) asigură pornirea lină a utilajului; f) rezistă la sarcini dinamice. Dezavantaje: a) gabarit şi greutate mare; b) stabilitate mai mică a caracteristicilor mecanice la variaţia temperaturii (se modifică întrefierul şi rezistivitatea); c) au loc pierderi în cazul funcţionării îndelungate în regim de alunecare.

În tabelul 8.37 sînt date dimensiunile unui cuplaj (Stromag), cu notaţiile din figura 8.107 [35].

Tabelul 8.37

Dimensiunile unor cuplaje electromagnetice cu alunecare (Stromag)

Momentul M_t (Nm)		Dimensiuni (mm)								Curentul		Greutatea (daN)
Nominal	Maxim	D	L	d	D_1	D_2	Filetul avînd diametrul nominal d_1	l_1	l_2	Tens. (V)	Putere (W)	
15	32	195	100	25	68	130	M 10	75	71	24	100	12
30	66	230	113	30	75	145	M 10	80	85	24	132	20
50	110	265	126	40	90	165	M 12	100	100	24	160	30
100	220	310	142	45	100	190	M 12	120	116	24	190	43
160	320	355	160	50	110	215	M 16	135	134	110	277	68
250	450	420	181	60	140	255	M 16	155	158	110	398	120
400	720	500	207	70	150	290	M 24	195	184	110	456	185
630	1100	590	236	80	180	340	M 24	220	215	110	582	310

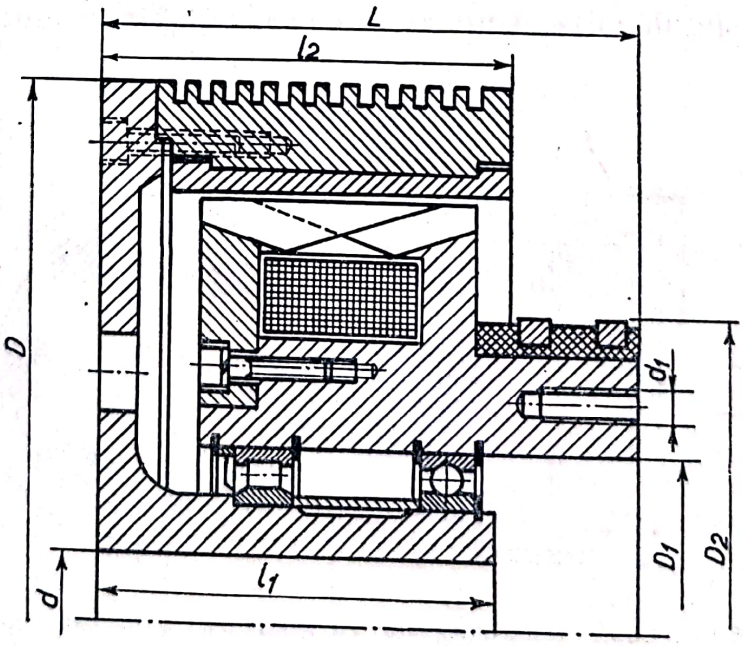


Fig. 8.107. Dimensiunile cuplajului electromagnetic cu alunecare.

Scanned with OKEN Scanner

8.3.3. Cuplaje hidraulice*

Schiţa de principiu, din care rezultă părţile componente ale unui cuplaj hidraulic este dată în figura 8.108. Acesta constă din două rotoare identice *1* şi *6*, de forma unor jumătăţi de tor, prevăzute cu palete plane, radiale (fig. 8.109), montate în carcasa *2*, prevăzută cu etanşări *5*. În interiorul carcasei se află fluidul (ca element de legătură). Rotoarele închid între ele un spaţiu toroidal. Cînd arborele motor *3* se roteşte împreună cu rotorul *1*, iar rotorul *6* este fix, lichidul centrifugat de rotorul *3* (*ADB*) intră la partea superioară *B* a rotorului *6* şi iese la partea inferioară *A* (fig. 8.110, *a*), transmiţînd puterea de la arborele motor la cel condus. Energia cinetică a fluidului în punctul *B* este consumată pe porţiunea *BCA* pentru învingerea momentului de torsiune rezistent. Arborele condus este pus în mişcare. Energia cinetică pe seama căreia se asigură transmiterea momentului este cu atît mai mare cu cît viteza relativă a arborilor este mai mare. Pe măsură ce turaţia arborelui condus creşte şi vitezele relative ale rotoarelor scad, circulaţia fluidului se modifică (fig. 8.110, *b*, *c*). La viteze teoretic egale, nu există o mişcare relativă a lichidului (fig. 8.110, *d*) În faza din figura 8.110, *a* lichidul are mişcarea indicată în figura 8.111 (în jurul axei torului şi a axei arborilor), modificîndu-se corespunzător în celelalte faze. Fluidul utilizat este uleiul (uneori apa). Momentul transmisibil poate varia prin modificarea gradului de umplere a carcasei cu fluid. În figura 8.112 este prezentat un cuplaj (Stromag) construit pe principiul figurii 8.110.

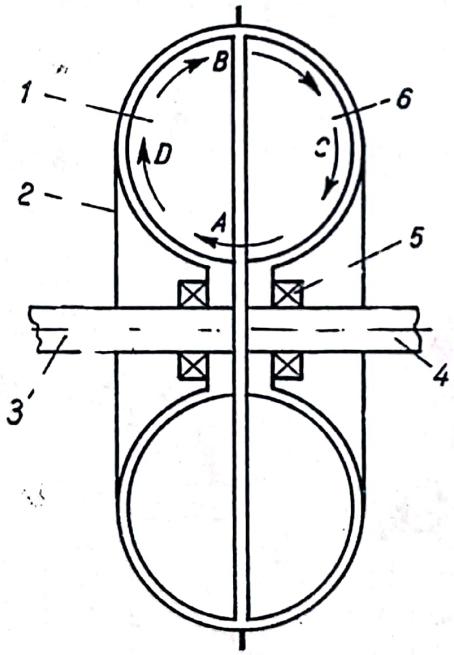


Fig. 8.108. Cuplaj hidraulic: *1*—rotor-pompă; 2—carcasă; *3*—arbore motor; 4 — arbore condus; *5* — organ de etanşare; 6 — rotor-turbină.

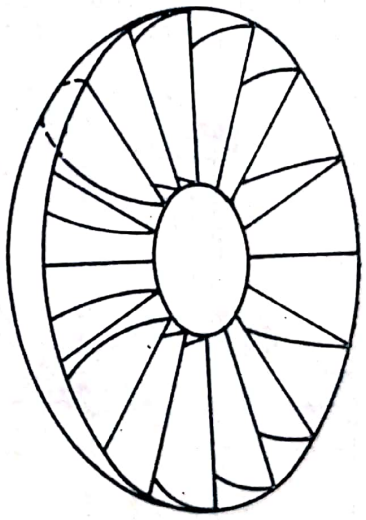


Fig. 8.109. Forma rotorului.

* Pentru calcule se poate consulta lucrarea: *Construcţia şi utilizarea transmisiilor hidrostatice şi hidromecanice*, I. D. T., Buc., 1965. Lucrarea a fost întocmită de ing. Moga Al.

Scanned with OKEN Scanner

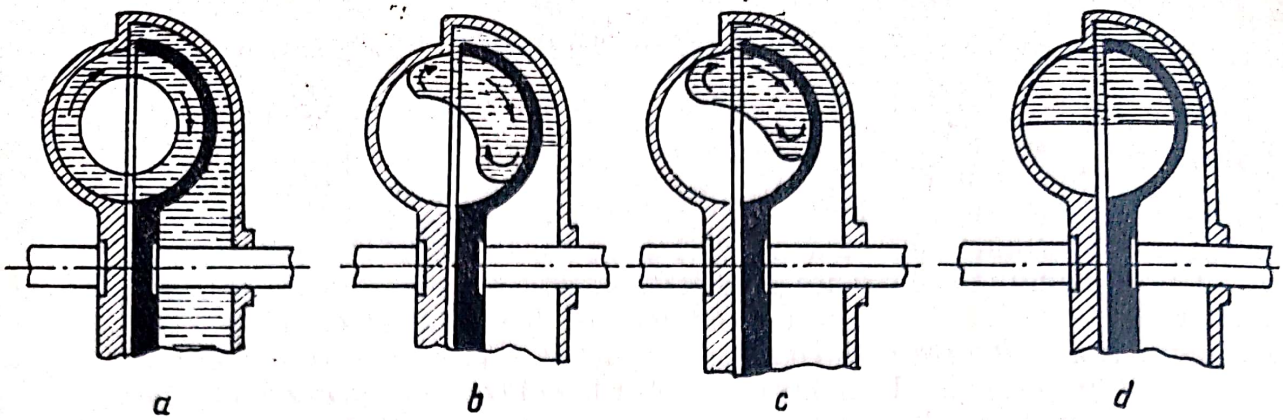


Fig. 8.110. Funcționarea cuplajului: *a* — demaraj; *b*, *c* — accelerare; *d* — viteze teoretic egale.

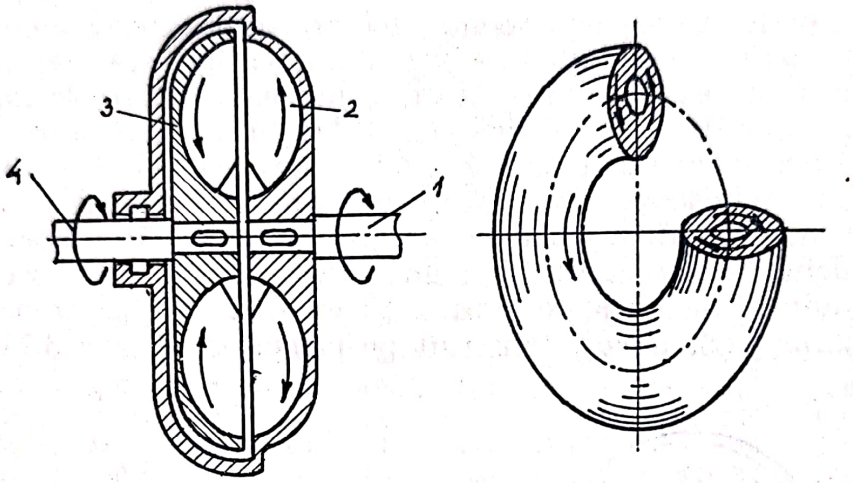


Fig. 8.111. Mișcarea fluidului: *1* — arbore motor; *2* — rotor-pompă; *3*—rotor-turbină; *4*—arbore condus.

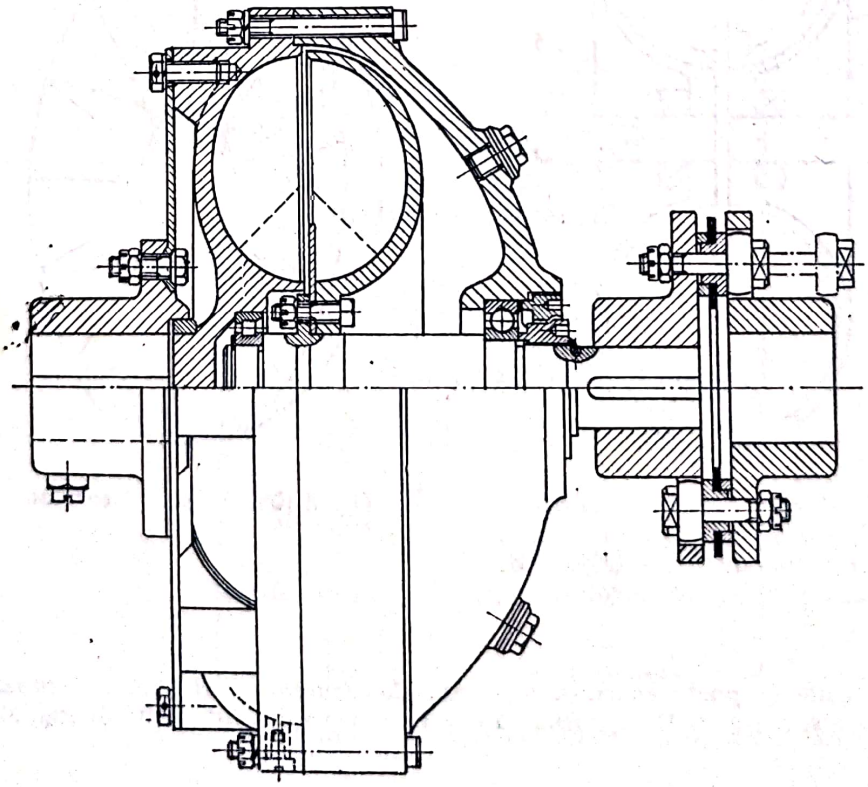


Fig. 8.112. Cuplaj hidraulic-execuție.

Scanned with OKEN Scanner

8.3.4. Cuplaje electromagnetice cu pulberi

Cuplajele electromagnetice cu pulberi utilizează drept element de legătură între organele care trebuie cuplate, pulbere magnetică dispersată într-un material dielectric lichid sau solid. Construcția și funcționarea acestor cuplaje reiese din figura 8.113. Rotorul masiv *4* conține bobina de excitație *8* închisă cu inelul nemagnetic *9*. Bobina este alimentată prin inelele de contact *12*. Rotorul se rotește pe rulmenții montați în capacele *1*, *3* fixate pe corpul cilindric *2*. Între rotor și corpul *2* se închide un spațiu cilindric *10* cu grosimea de 0,5...2 mm (întrefier), în care se află mixtura pe bază de pulbere magnetică. Fluxul magnetic creat de bobină se închide prin rotor și corpul *2*, străbătînd mixtura, care își modifică consistența devenind gelatinoasă. Între particulele feromagnetice se realizează legături orientate în lungul liniilor de forță magnetice (fig. 8.113, *b*),iar particulele sînt apăsate pe suprafața rotorului și a corpului *2*, realizîndu-se cuplarea.

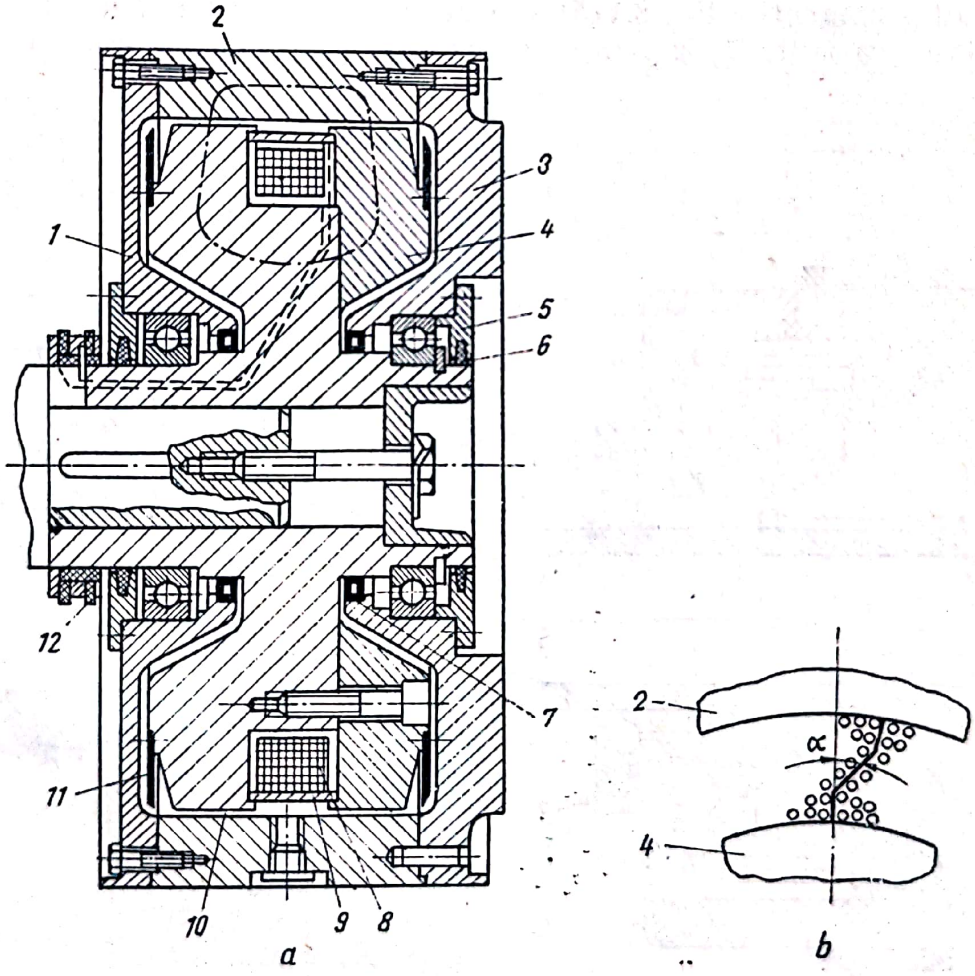


Fig. 8.113. Cuplaj electromagnetic cu pulberi: *a*—construcție; *1*—capac; *2*—corp; *3* — capac; *4* — rotor masiv; *5* — capac; *6* — inel de etanșare; *7* — manșetă; *8* — bobină; *9* — inel nemagnetic; *10* — întrefier; *11*—discuri de etanșare; *12*—inel de contact; *b* — orientarea particulelor feromagnetice.

Scanned with OKEN Scanner

Pulberea este constituită din pulbere de fier carbonil, avînd particule cu diametrul de 5...10 μm. Ca mediu lichid se pot utiliza uleiuri minerale : ulei de transformator (pentru $t < 70°C$), ulei de aviaţie (la $t = 70...100°C$), sau uleiuri sintetice (la $t > 100°C$). Mediul lichid asigură particulelor o mobilitate mai mare, dar etanşarea este mai dificilă. Raportul în greutate dintre pulberea magnetică şi ulei este 5 : 1. La această proporţie permeabilitatea magnetică a mixturii este de 8 ori mai mare decît a aerului. Ca mediu solid în care este dispersată pulberea magnetică se poate utiliza grafitul, talcul, oxidul de zinc sau de magneziu, cuarţul (cu granulaţia de 0,1...1 μm). Mediul solid se etanşează mai uşor, dar înrăutăţeşte conductibilitatea termică (există aer în spaţiul ocupat de acesta) şi îmbătrîneşte cu timpul, necesitînd înlocuirea lui periodică.

Etanşarea (fig. 8.113) se asigură cu discurile *11* şi, suplimentar, cu manşetele *7*. O cuplă cu mai multe straturi de pulbere este prezentată în figura 8.114 [35]. Straturile se realizează prin montarea inelelor *1*. Etanşarea se realizează cu discurile *2* şi inelele *3*. Pentru micşorarea pierderilor din circuitul magnetic (fig. 8.115) se utilizează piesele *1* şi *2* din material nemagnetic (varianta *1*) sau se montează garnituri nemagnetice *3* (varianta *2*).

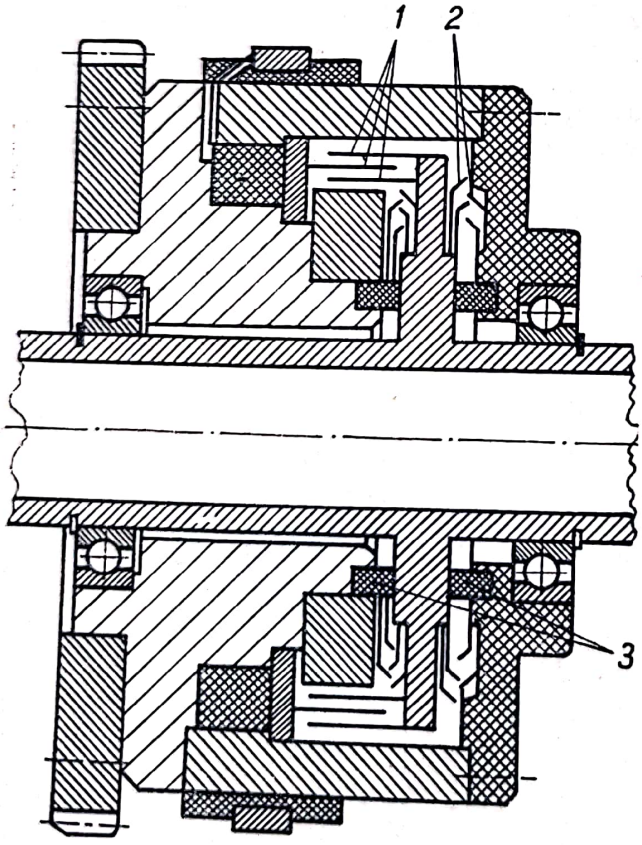


Fig. 8.114. Cuplaj electromagnetic cu mai multe straturi de pulbere: *1* — inele; *2* — discuri de etanşare; *3* — inele de etanşare.

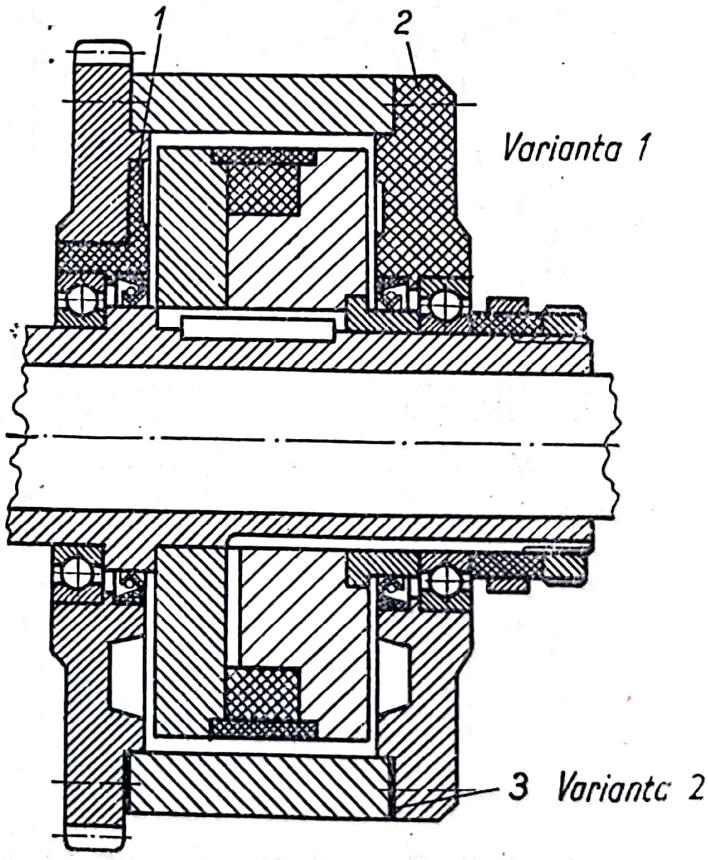


Fig. 8.115. Soluţii pentru micşorarea pierderilor din circuitul magnetic: *1*—bucşă; *2*—capac; *3*—garnitură.

Scanned with OKEN Scanner

8.3.5. Cuplaje intermitente automate

Cuplajele intermitente automate asigură cuplarea sau decuplarea automată, în funcţie de anumite condiţii impuse lanţului cinematic, din care fac parte : mărimea turaţiei, sensul de rotaţie, valoarea momentului de torsiune maxim de transmis. În acest sens, cuplajele automate pot fi limitatoare de sens (cuplajele direcţionale de cursă liberă), limitatoare de turaţie (cuplaje centrifugale), limitatoare de moment (cuplaje de siguranţă).

8.3.5.1. Cuplaje unilaterale (unisens, de cursă liberă)

Construcţia şi funcţionarea cuplajelor unilaterale reiese din figura 8.116. Semicuplajul *6*, împănat pe arbore, are forma astfel încît formează cu semicuplajul *4* nişte spaţii în formă de pană. În aceste spaţii se află rolele *1* acţionate de pistonaşele *3*, montate pe arcurile *2* în locaşurile semicuplajului *6*. La rotirea semicuplajului *6* în sens orar (ca element motor), rolele se împănează în porţiunea îngustată a locaşurilor dintre semicuplaje

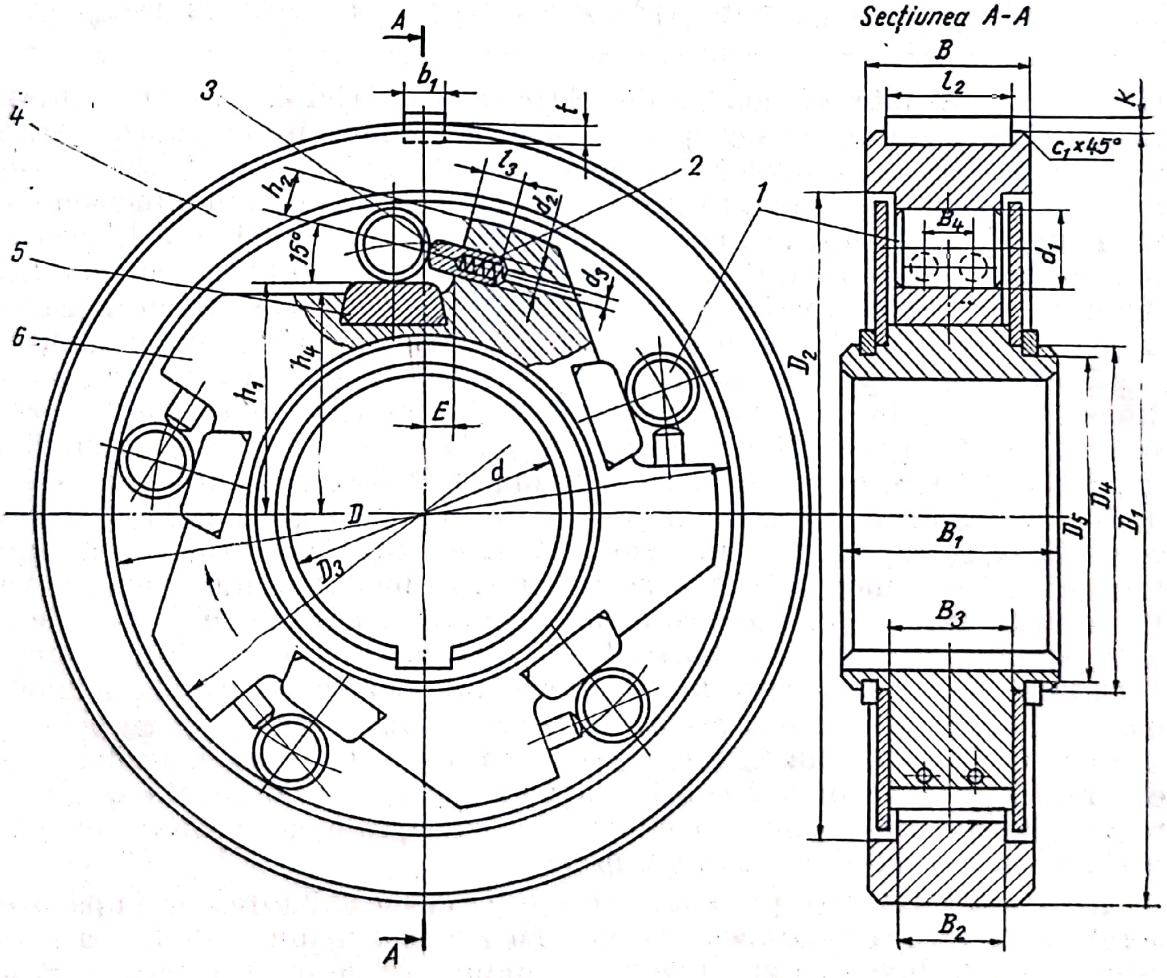


Fig. 8.116. Cuplaj unilateral : *1* — rolă ; *2* — arc ; *3* — pistonaş ; *4* — semicuplaj ; *5* — pastilă dură ; *6* — semicuplaj.

Scanned with OKEN Scanner

Momentul M_{ic} [N·m]	Dimensiuni														
	D	d	D_1	B	B_1	d_1	B_2	K	D_2	l_2	b_1	t	c_1	D_3	D_4
5	80	25 30 35	105	$25_{-0,15}$	$35^{+0,34}$	10	18	2,6	$85^{+0,2}$	18	6	3,5	1	$79_{-0,4}$	50
120	100	30 35 40	130	$30_{-0,2}$	$45^{+0,34}$	13	24	3,2	$106^{+0,2}$	20	8	4	1	$99_{-0,4}$	60
210	125	35 40 45 50	160	$35_{-0,25}$	$55^{+0,4}$	16	28	3,2	$131^{+0,5}$	25	8	4	2	$124_{-0,5}$	75
390	160	70	200	$40_{-0,25}$	$60^{+0,4}$	20	32	3,8	$167^{+0,5}$	32	12	4,5	2	$158_{-0,5}$	100
770	200	90	250	$50_{-0,3}$	$70^{+0,4}$	25	40	3,8	$208^{+0,5}$	40	12	4,5	2	$198_{-0,5}$	125

şi asigură transmiterea momentului către semicuplajul *4*. La rotirea lui în sens antiorar, se produce decuplarea, rolele găsindu-se în porţiunea lărgită a locaşului. Contactul rolelor cu semicuplajul *6*, are loc pe pastilele dure *5*, montate pentru micşorarea uzurii. În tabelul 8.38 [35] se dau dimensiunile unor cuplaje unilaterale, cu notaţiile din figura 8.116. Pornind de la principiul de funcţionare indicat şi observînd că în cadrul unui lanţ cinematic, din care face parte cuplajul, se pot ivi situaţii cînd ambele semicuplaje sînt antrenate pe două căi diferite, se observă că decuplarea sau cuplarea automată a acestui cuplaj are loc în funcţie de sensul rotaţiei relative (sau a diferenţei turaţiilor semicuplajelor). Situaţia amintită se întîlneşte frecvent în construcţia maşinilor unelte (de pildă la strunguri semiautomate, fig. 8.117 şi 8.118, notate cu C_u şi automate). Pentru realizarea avansului de lucru, mişcarea este primită prin roata dinţată *3* (fig. 8.117,*b* indică construcţia cuplajului C_u din figura 8.117, *a*), care constituie în acelaşi timp unul din semicuplaje, în sens antiorar. În modul amintit anterior va fi antrenat arborele *6*. Dacă se cuplează motorul electric M_r, arborele *1* antrenează în sens antiorar bucşa *2* ale cărei gheare se găsesc în locaşurile cuplajului. Ghearele bucşei *2* antrenează într-o mişcare rapidă semicuplajul *4*, asigurînd avansul rapid (rolele se află în porţiunea largă a locaşurilor). Construcţia din figura 8.117, *b* ar permite transmiterea unei mişcări rapide de la arborele *1* la arborele *6* şi în sens orar. În acest caz ghearele deplasează rolele pînă la contactul lor cu suprafeţele plane ale semicuplajului *4*, rotindu-l cu turaţie mare.

În figura 8.119 este prezentat un cuplaj cu posibilitatea de împănare a rolelor la rotirea în ambele sensuri. La avansul manual (de la roata *1*) este antrenată bucşa cu ghearele *2* care împing rolele în porţiunea largă a locaşurilor şi acţionează semicuplajul *3*, roata conică *4* şi în final piuliţa *5*. Pentru avans rapid, mişcarea se primeşte de la cuplajul *6* care roteşte şurubul. De data aceasta piuliţa se blochează, deoarece prin tendinţa de

Scanned with OKEN Scanner

Tabelul 8.38

unisens

[mm]										Nr. role z	Greutatea [daN]
D_5	d_2	d_3	B_4	l_3	h_2	E	h_4	B_3	h_1		
$47_{-0,25}$	$8^{+0,03}$	3	—	14	6,6	2	—	$18,6_{-0,1}$	$29,80_{-0,04}$	5	1,62
$57_{-0,5}$	$8^{+0,03}$	3	—	15	8,8	4	—	$24,6_{-0,1}$	$36,76_{-0,06}$	5	2,8
$72_{-0,5}$	$8^{+0,03}$	3	—	14	10,8	5	—	$28,6_{-0,1}$	$46,2_{-0,08}$	5	5,7
$96,5_{-0,5}$	$10^{+0,03}$	4	15	20,5	13,6	8	57	$33_{-0,3}$	$59,61_{-0,13}$	5	9,1
$121_{-0,5}$	$10^{+0,03}$	4	20	20,5	17	9	72	$41_{-0,3}$	$74,52_{-0,14}$	5	16

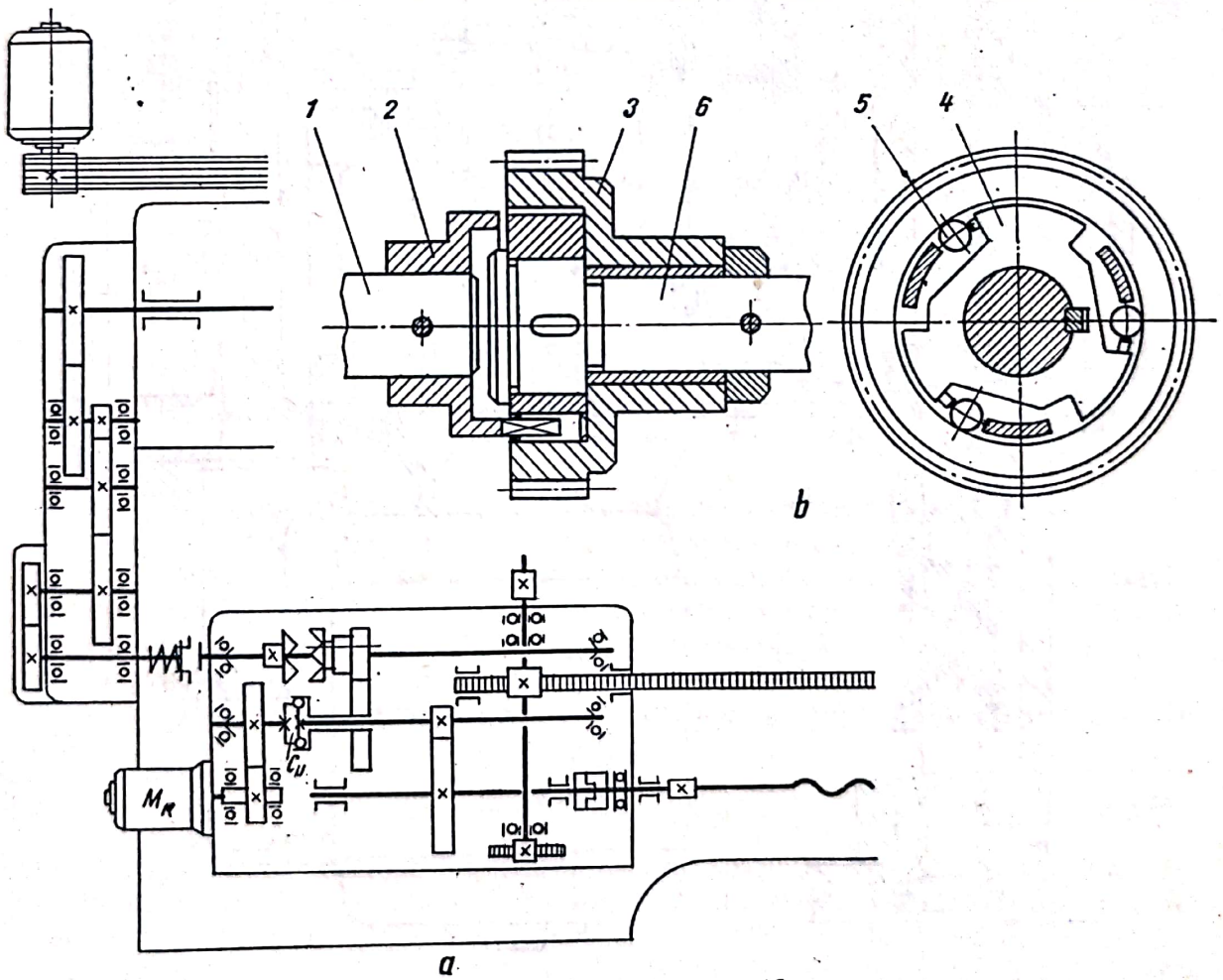
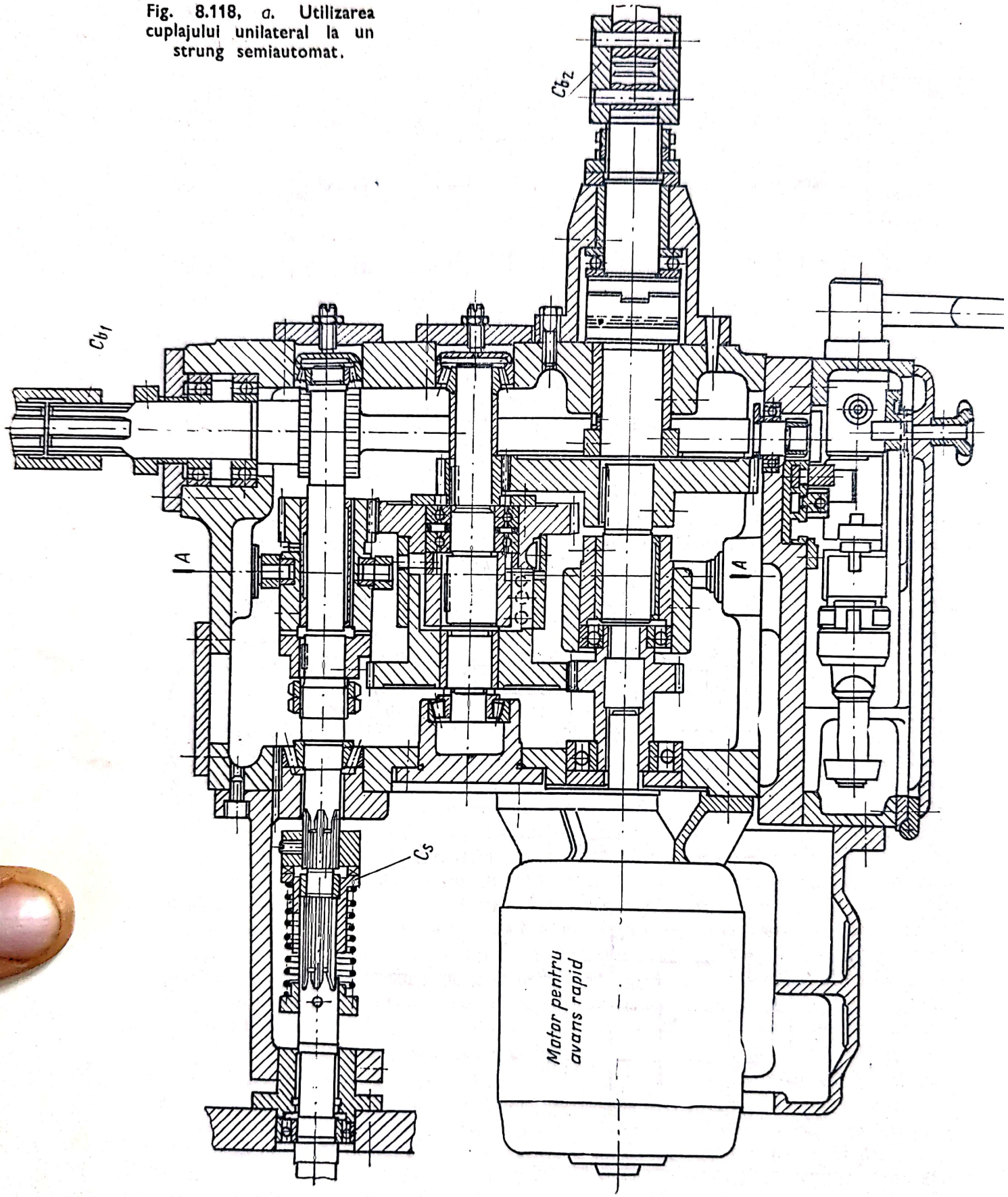


Fig. 8.117. Utilizarea cuplajului unilateral : *a* — lanțul cinematic; (C_u — cuplajul unilateral); *b* — cuplajul : *1* — arbore ; *2* — bucșă cu gheare ; *3* — roată dințată ; *4* — semicuplaj ; *5* — rolă ; *6* — arbore.

Scanned with OKEN Scanner

Fig. 8.118, *a*. Utilizarea cuplajului unilateral la un strung semiautomat.



Scanned with OKEN Scanner

Scanned with OKEN Scanner

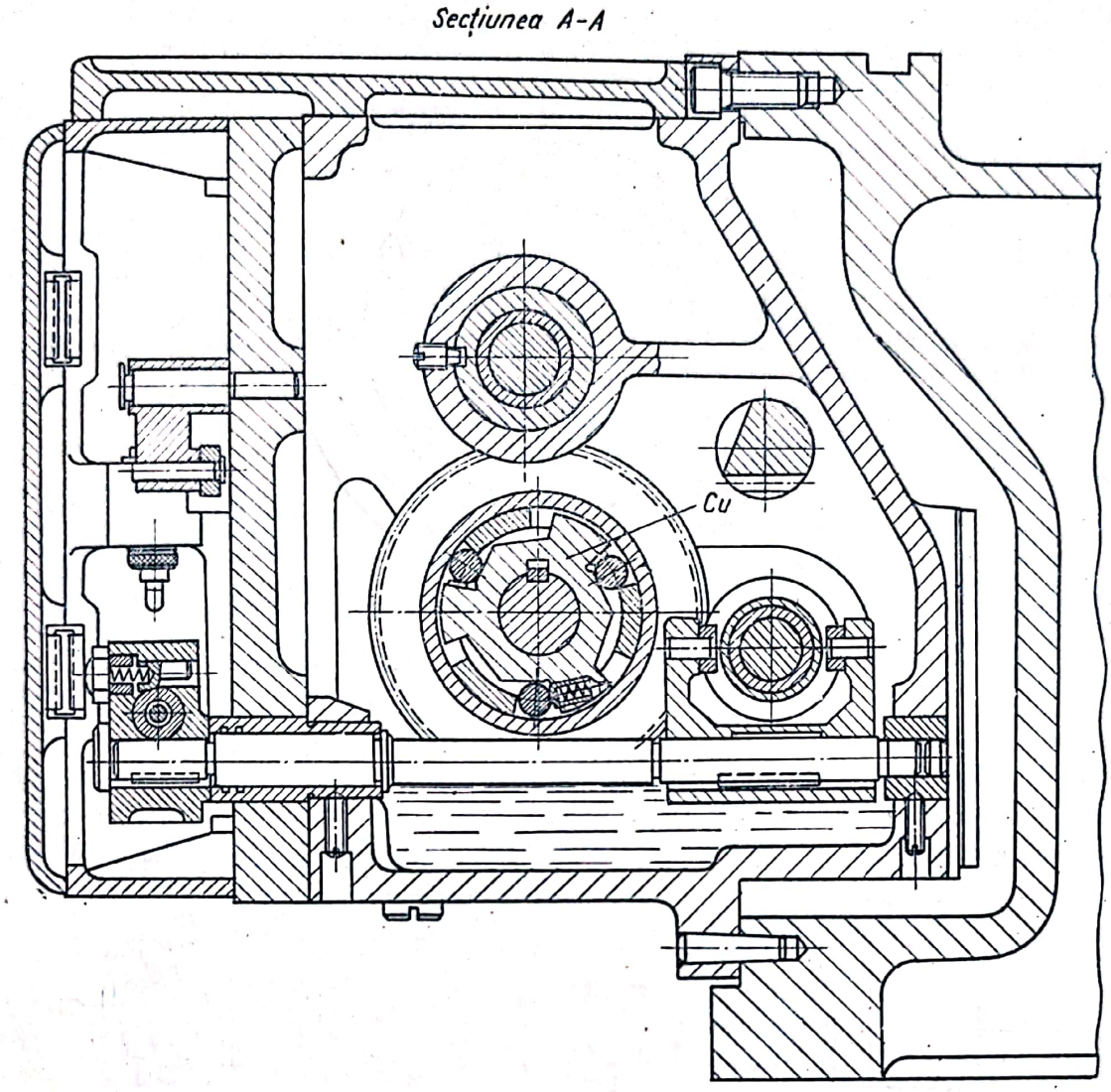


Fig. 8.118, *b*. Utilizarea cuplajului unilateral la un strung semiautomat (secțiunea A—A a desenului din fig. 8.118, *a*). *C_u cuplaj unilateral.*

rotire a semicuplajului *3*, acționat de roata conică *4*, rolele ajung în porțiunile îngustate, asigurînd blocarea semicuplajului *3*.

În figura 8.120 [92] este prezentat un variator de turație cu pulsații, în construcția căruia se utilizează un cuplaj unilateral (notat cu C_u).

Calculul de rezistență al acestor cuplaje se referă, în principal, la calculul la presiune de contact a cuplului rolă-semicuplaj. Momentul de torsiune la care se calculează organele cuplei este momentul de torsiune de calcul :

$$M_{tc} = M_t(k_1 + k_2)k_3, \qquad (8.135)$$

unde : k_1 este un coeficient dinamic ce ține seama de tipul mașinii motoare (tabelul 8.39) ; k_2 — coeficient dinamic ce ține seama de tipul mașinii de lucru (tabelul 8.40) ; k_3 — coeficient care ține seama de repartizarea neuniformă a sarcinii pe role (tab. 8.41). Forțele care acționează asupra unei role sînt indicate în figura 8.121. Pentru ca rola să rămînă împănată și în echi-

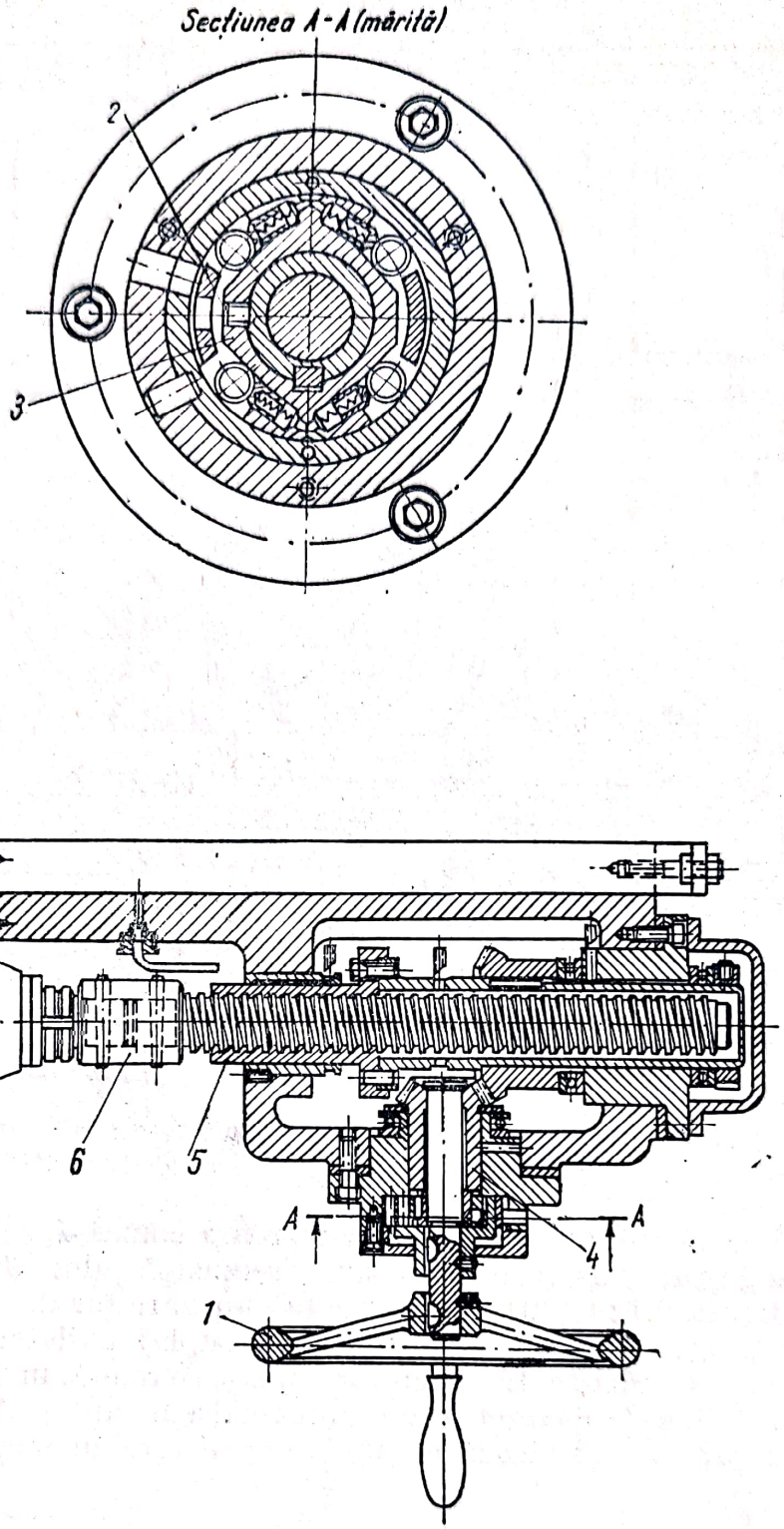


Fig. 8.119. Utilizarea cuplajului unilateral: *1* — roată de mînă; 2 — bucșă cu gheare; 3 — semicuplaj; 4 — roată dințată conică; 5 — piuliță; 6 — cuplaj.

Scanned with OKEN Scanner

Tabelul 8.39

Valorile coeficientului dinamic care ţine seama de tipul maşinii motoare

Maşina motoare	Motor electric	Turbină cu aburi	Turbină hidraulică	Motor cu ardere internă				
				6 cilindri	4 cilindri	3 cilindri	2 cilindri	un cilindru
k_1	0,25	0,30	0,5	0,4	0,5	0,6	0,8	1,2

Tabelul 8.40

Valorile coeficientului dinamic care ţine seama de tipul maşinii de lucru

Maşina de lucru	k_2
Maşini uşoare de prelucrat lemn sau metal, conveioare, elevatoare	1,2
Prese, compresoare, maşini de rabotat, foarfeci	1,4
Tractoare, tobe de curăţire, ventilatoare de mină, ciocane, mori	1,6
Macarale, ascensoare, concasoare, excavatoare	2
Mori cu role, laminoare grele	2,8

Tabelul 8.41

Valorile coeficientului care ţine seama de repartizarea neuniformă a sarcinii pe role

Suprafaţa de contact dintre rolă şi semicuplajul interior	k_3
Plană	1,1...1,5
Curbă	1 ...1,25

libru, rezultantele R_1 şi R_2 trebuie să aibă acelaşi suport şi acelaşi modul (sens contrar). Dacă se consideră coeficienţii de frecare (respectiv unghiurile de frecare) dintre rolă şi cele două semicuplaje ca fiind egali ($\varphi_1 = \varphi_2 = \varphi$), se observă că

$$\varphi_1 = \varphi_2 = \varphi = \frac{\alpha}{2}, \qquad (8.136)$$

deoarece α este unghi exterior la triunghiul O_2BC. Din relaţia (8.136) rezultă condiţia de autofrînare:

$$\alpha \leqslant 2\varphi. \qquad (8.137)$$

În practică se ia $\alpha = 4...10°$. Din triunghiul O_1AO_2 rezultă relaţia (8.138) din care, adoptînd D, a şi α, rezultă d.

$$\frac{D-d}{2}\cos\alpha = \frac{a+d}{2}. \qquad (8.138)$$

Constructiv, se recomandă pentru lungimea rolei valoarea $l \approx 1{,}5\,d$. Numărul de role se ia de obicei $z = 3...6$.

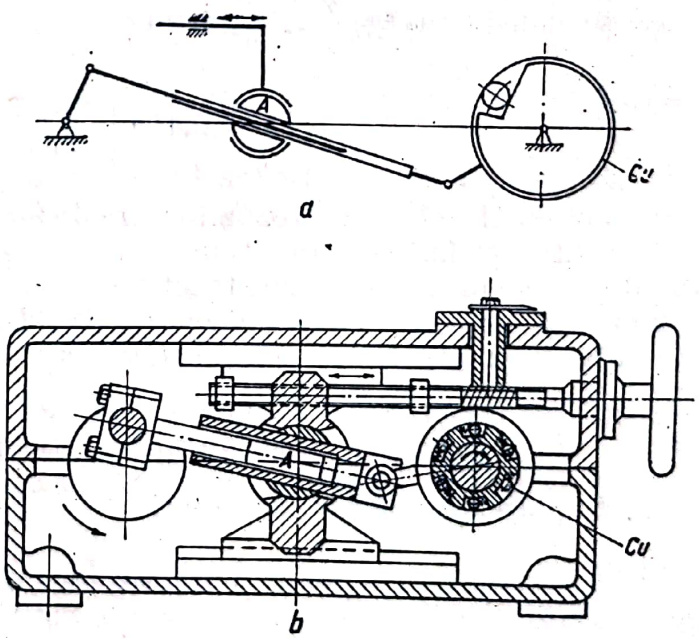


Fig. 8.120. Utilizarea cuplajului unilateral la un variator cu pulsaţii: *a* — schemă cinematică; C_u — cuplaj unilateral; *b* — construcţie.

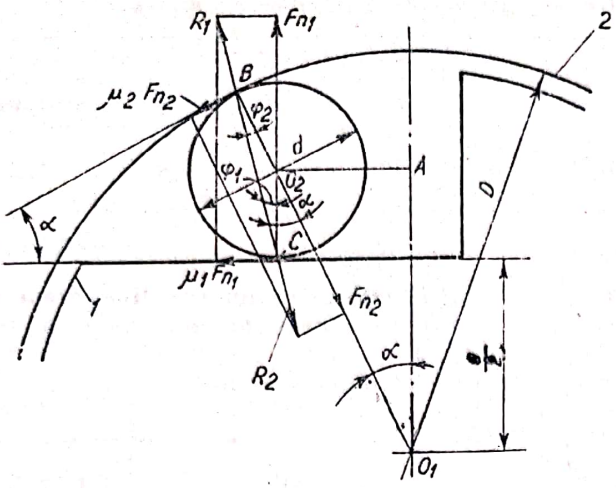


Fig. 8.121. Forțele în cuplajul unilateral : *1*—semicuplaj; *2*—semicuplaj.

Forța normală care acționează asupra rolei este

$$F_n = \frac{2M_{tc}}{\mu Dz} = \frac{2M_{tc}}{Dz\ tg\frac{\alpha}{2}}. \quad (8.139)$$

Presiunea maximă de contact între rolă și semicuplajul interior se exprimă prin relația lui Hertz :

$$p_{max} = 0{,}418\sqrt{\frac{F_n E}{l\rho}}, \quad (8.140)$$

unde E este modulul de elasticitate redus al materialelor în contact (se consideră $E_1 = E_2 = E$) ; l — lungimea rolei ; ρ — raza de curbură redusă a suprafețelor în punctul de contact. Deoarece suprafața semicuplajului interior este plană, $\rho = \frac{d}{2}$ și se poate scrie

$$p_{max} = 0{,}418\sqrt{\frac{4M_{tc}E}{Dlz\,d\,tg\frac{\alpha}{2}}} \leqslant p_a. \quad (8.141)$$

Dacă se consideră $tg\frac{\alpha}{2} \approx \frac{\alpha}{2}$ atunci :

$$p_{max} = 0{,}418\sqrt{\frac{8M_{tc}E}{Dlzd\,\alpha}} \leqslant p_a \quad (8.142)$$

Pentru oțel călit cu duritatea mai mare de 60 HRC se ia $p_a = 150$ daN/cm².

În afara utilizărilor menționate mai sus (la mașini-unelte), cuplajele unilaterale se întîlnesc în construcția unor vehicule (de exemplu, biciclete), a mașinilor agricole acționate de la priza de putere, în mecanica fină (de exemplu la aparatele de fotografiat) etc.

8.3.5.2. Cuplaje centrifuge

a. Cuplaje centrifuge cu saboți

Aceste cuplaje realizează cuplarea sau decuplarea arborilor la o anumită turație. Se evită astfel cuplarea în sarcină înainte ca arborele motor să fi înmagazinat o energie cinetică suficientă. Ambreiajul centrifug constă, în principiu, dintr-un disc *3* montat pe arborele motor și un tambur *2* montat pe arborele condus. Pe discul *3* sînt articulați saboții *1*, legați

între ei prin arcurile *5*. Saboții sînt căptușiți cu materiale de fricțiune *6*. În figura 8.122 s-au luat în considerare forțele care acționează asupra unui sabot în timpul funcționării. Considerînd echilibrul unui sabot, în timpul funcționării la turația nominală, se scriu momentele față de articulația A :

$$F_{c1}\,b - F_0(a_2+a_1) = F_{n1}\,c + \mu F_{n1} e, \tag{8.143}$$

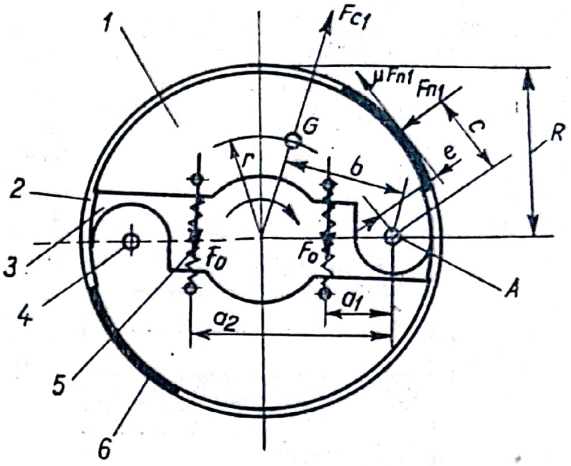


Fig. 8.122. Cuplaj centrifug cu saboți: *1* — sabot; 2 — tambur ; 3 — disc ; 4 — bolț ; 5 — arc ; 6 — garnitură.

unde F_{c1} este forța centrifugă ; F_{n1} — reacțiunea tamburului ; F_0 — forța din arc. Se pune problema determinării masei saboților și a calculului arcurilor (pe baza determinării forței din arc).

Condiția de transmitere a momentului de torsiune este

$$M_f = M_{tc}, \tag{8.144}$$

unde : M_f este momentul de frecare ; M_{tc} — momentul de calcul (relația 8.1) :

$$M_f = \mu\, z F_{n1}\, R = M_{tc}, \tag{8.145}$$

unde z — este numărul saboților. Forța centrifugă este

$$F_{c1} = m\, r\omega^2, \tag{8.146}$$

unde r este raza centrului de greutate al sabotului. Exprimînd F_{n1} din (8.145) și ținînd seama de (8.146), relația (8.143) devine

$$mr\omega^2 b - F_0(a_1 + a_2) = \frac{M_{tc}}{\mu z R}\,(c + \mu e). \tag{8.147}$$

Pentru determinarea forței F_0 din arc se observă că în momentul în care sabotul începe să atingă tamburul, $F_{n1} = 0$. Viteza unghiulară la care sabotul se atinge cu tamburul o notăm cu ω_0. Relația (8.147) devine în acest caz :

$$mr\,\omega_0^2 b - F_0(a_2 + a_1) = 0, \tag{8.148}$$

de unde

$$F_0 = \frac{mr\omega_0^2\, b}{a_2 + a_1}. \tag{8.149}$$

Scanned with OKEN Scanner

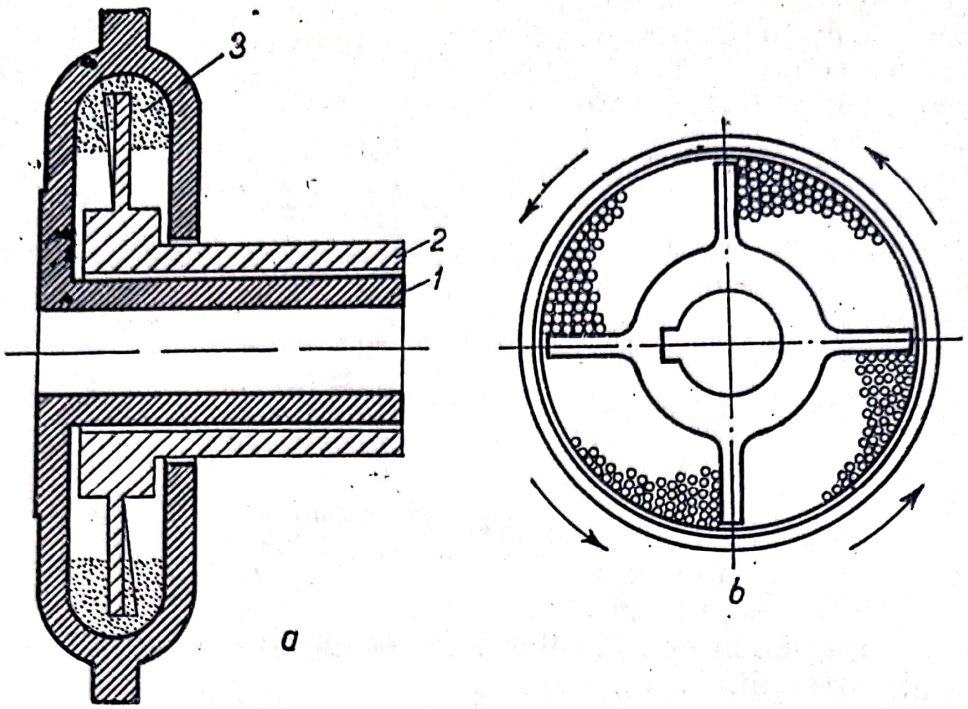


Fig. 8.123. Cuplaj centrifug cu alice : *a* — construcție principială ; *1* — carcasă ; 2 — rotor ; *3* — alice; *b* — poziția alicelor.

Din (8.147) și (8.149) rezultă masa sabotului :

$$m = \frac{M_{tc}(c + \mu e)}{\mu z r R b(\omega^2 - \omega_0^2)}. \qquad (8.150)$$

În general, pentru viteza unghiulară la care începe cuplarea se admite valoarea $\omega_0 = 0{,}8\ \omega$.

b. Cuplaje centrifuge cu alice de oțel

Aceste cuplaje constau dintr-o carcasă *1* legată de arborele motor și un rotor *2* prevăzut cu palete, legat de arborele condus (fig. 8.123). În spațiul dintre acestea este introdusă o anumită cantitate de alice *3* din oțel. La 1 kg alice se mai adaugă circa 10 — 15 grame ulei. La rotirea carcasei, alicele sînt centrifugate și antrenează rotorul (fig. 8.123, *b*). Momentul care poate fi transmis depinde de cantitatea de alice din cuplaj. În figurile 8.124 [22] și 8.125 [35] se prezintă construcții de cuplaje cu alice, iar în tabelul 8.42 sînt date dimensiuni ale cuplajului din figura 8.125.

8.3.5.3. Cuplaje de siguranță

Cuplajele de siguranță asigură protecția elementelor lanțului cinematic din care fac parte, față de suprasarcinile periculoase care apar în timpul desfășurării procesului tehnologic, decuplînd arborii la apariția acestor suprasarcini. Cuplajele de siguranță trebuie să satisfacă următoarele cerințe : a) să aibă o declanșare (decuplare) precisă : la o anumită reglare, să

Scanned with OKEN Scanner

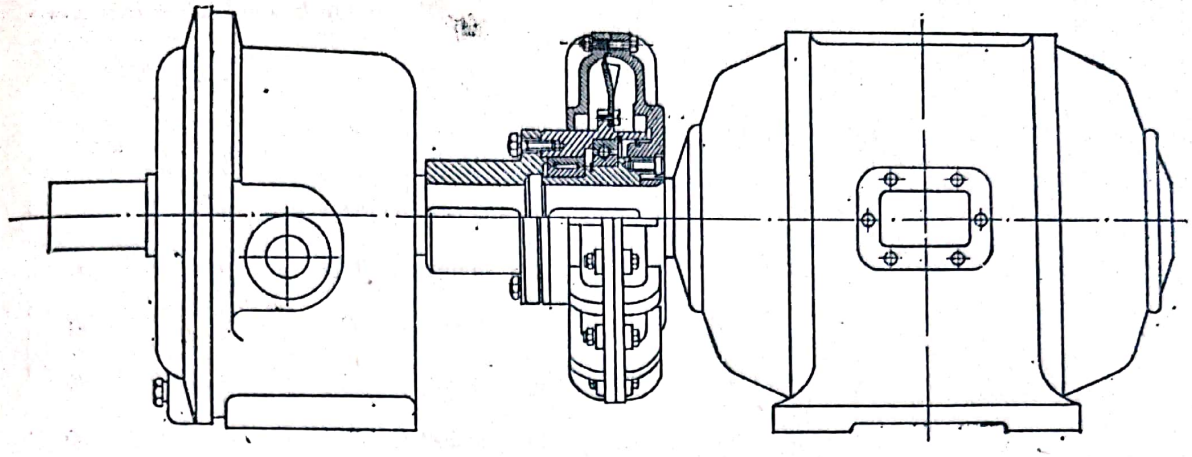


Fig. 8.124. Agregat cu cuplaj centrifug cu alice.

decupleze întotdeauna la aceeaşi valoare a momentului de torsiune; b) să permită reglarea momentului de torsiune transmisibil; c) să realizeze automat cuplarea arborilor, odată cu dispariţia suprasarcinii. După principiul de funcţionare, cuplajele de siguranţă se împart în: a) cuplaje cu elemente de forfecare; b) cuplaje cu arcuri şi gheare; c) cuplaje cu fricţiune.

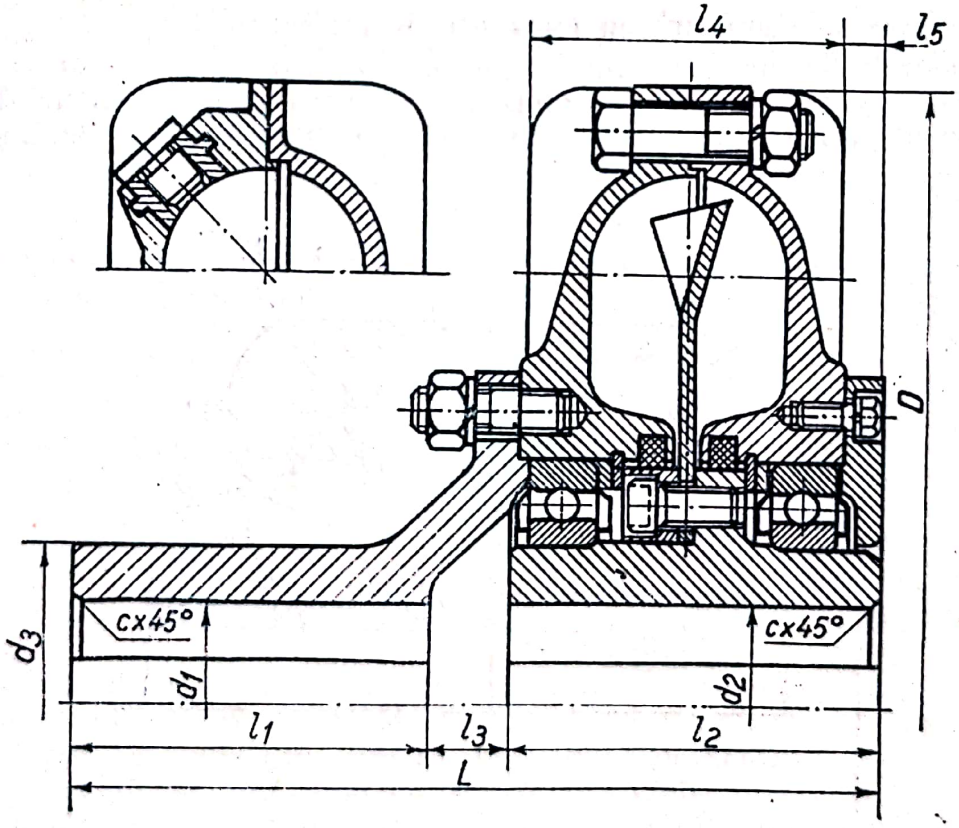


Fig. 8.125. Dimensiunile cuplajului centrifug cu alice.

Scanned with OKEN Scanner

Dimensiunile cuplajelor centrifuge

Momentul [daN.m] la o turație n [rot/min]					n [rot/min] max.	Dimensiuni		
600	750	1 000	1 500	3 000		D	d_1	
							de la	pînă la
—	—	0,5	1	3	5 600	150	12	22
—	1	1,6	3	9	4 500	180	20	30
2	2,8	4,5	8	25	3 600	225	25	40
5	7	11	21	63	3 000	275	30	50
12	18	28	55	—	2 400	335	35	60
36	55	90	160	—	2 000	410	45	80
125	180	280	500	—	1 500	528	60	105

Pentru evitarea decuplărilor accidentale, calculul cuplajelor de siguranță se face cu un moment de calcul

$$M_{tc} = kM_t, \tag{8.151}$$

unde coeficientul k se ia de obicei $k = 1{,}25$.

a. **Cuplaje de siguranță cu elemente de forfecare**

Elementele de forfecare sînt, în majoritatea cazurilor, de formă cilindrică (știfturi). Construcția și funcționarea unui cuplaj cu știfturi de forfecare rezultă din figura 8.126. La depășirea momentului de calcul, știftu-

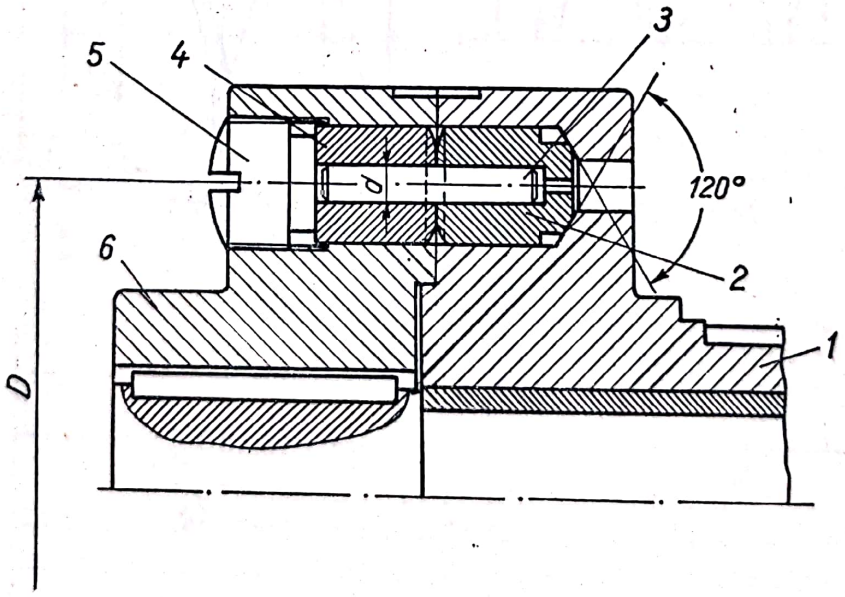


Fig. 8.126. Cuplaj de siguranță cu știfturi: 1 — semicuplaj; 2 — bucșă; 3 — știft; 4 — bucșă; 5 — șurub; 6 — semicuplaj.

Scanned with OKEN Scanner

Tabelul 8.42

cu alice din oţel

[mm]										Greutatea [daN]	
d_2		d_3	L	l_1	l_2	l_3	l_4	l_5	c	Cupla	Alice
de la	pînă la										
12	22	40	135	62	62	11	40	14	1,5	3,5	0,54
20	30	50	155	70	70	15	50	13	1,5	6	1,1
25	40	65	175	80	80	15	60	14	2	10	2,2
30	50	80	205	95	95	15	74	15	2	15	3,9
35	60	90	225	105	105	15	89	12	2	25	7
45	80	120	290	135	135	20	110	18	3	45	13,7
60	105	155	350	165	165	20	140	18	3	70	29

rile se foarfecă, arborii decuplîndu-se. Ştifturile pot fi netede sau crestate. Mai frecvent se utilizează ştifturi crestate, deoarece creşte precizia decuplării iar după forfecare pot fi scoase mai simplu din bucşe, deoarece bavurile nu depăşesc diametrul ştiftului. Ştifturile se execută din oţel cu conţinut mediu de carbon şi se montează în bucşe călite. Cuplajele se pot executa cu unul sau mai multe ştifturi. Ştifturile se calculează la forfecare :

$$M_{tc} = \frac{\pi d^2}{4} z \tau_f \frac{D}{2}, \tag{8.152}$$

unde z este numărul ştifturilor, iar τ_f — rezistenţa de rupere la forfecare. Aceasta se alege în funcţie de rezistenţa de rupere la tracţiune σ_r astfel :

$$\tau_f = K_0 \, \sigma_r, \tag{8.153}$$

unde $K_0 = 0{,}68 \ldots 0{,}81$, pentru ştifturi netede şi $K_0 = 0{,}86 \ldots 1$ pentru ştifturi crestate. Din relaţia (8.152) rezultă

$$d = \sqrt{\frac{8 M_{tc}}{\pi z D \tau_f}}. \tag{8.154}$$

Aceste cuplaje se utilizează în construcţiile unde suprasarcinile apar foarte rar. Un dezavantaj important al acestor cuplaje este faptul că ştifturile trebuie înlocuite, pentru reluarea funcţionării.

b. **Cuplaje de siguranţă cu gheare şi cu arc**

Construcţia şi funcţionarea acestui tip de cuplaj reies din figura 8.127. Puterea primită la roata de lanţ *2* se transmite arborelui *1* prin intermediul semicuplajelor *3* şi *4*, prevăzute cu gheare pe suprafeţele frontale, şi

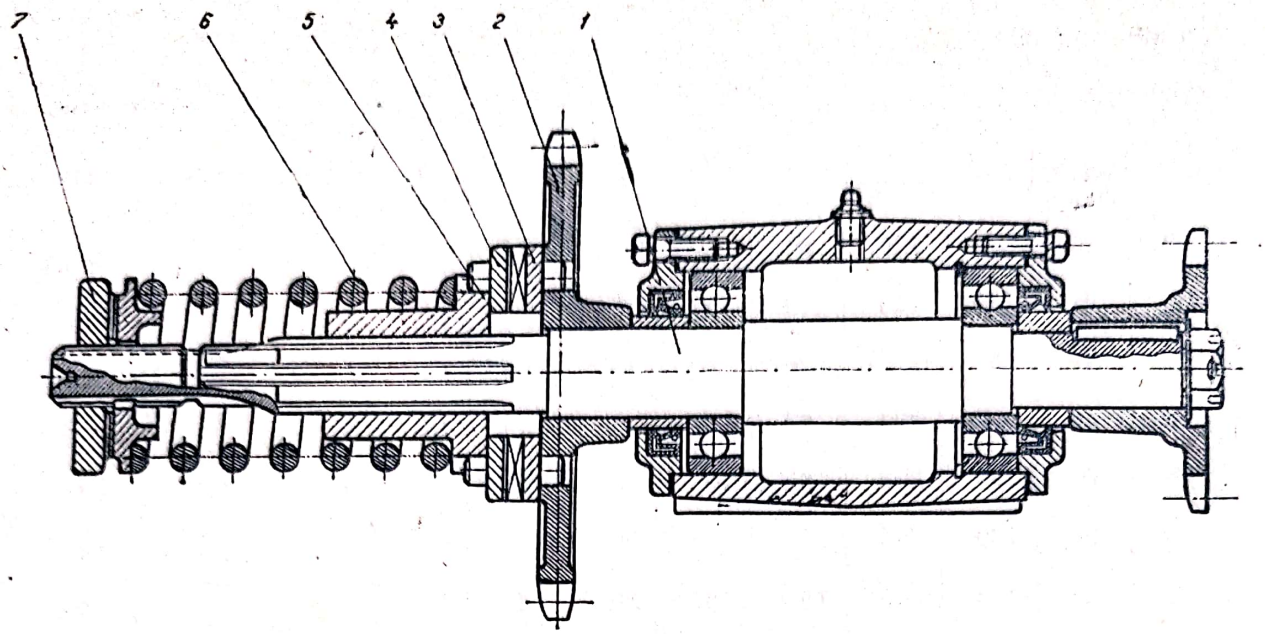


Fig.. 8.127. Cuplaj de siguranță cu gheare și arc: *1* — arbore ; *2* — roată de lanț ; *3* — semicuplaj; *4* — semicuplaj ; *5* — bucșă canelată ; *6* — arc ; *7* — piuliță.

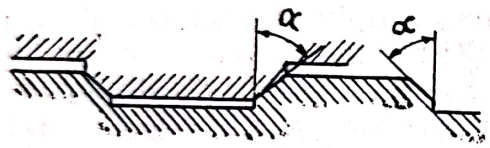


Fig. 8.128. Profilul ghearelor.

al bucșei canelate *5*. Semicuplajele sînt menținute în contact de către arcul *6*, care este tensionat cu piulița *7*. La creșterea momentului rezistent pe arborele *1* peste valoarea periculoasă la care s-a reglat cuplajul, ghearele alunecă unele pe altele, iar semicuplajul *4* se deplasează axial realizînd decuplarea. La dispariția sarcinii, cuplarea se realizează automat. Ghearele au, în majoritatea cazurilor, profil trapezoidal (fig. 8.128). Unghiul de înclinare a suprafețelor de lucru față de axa cuplajului este $\alpha = 40 \ldots 50°$. Numărul ghearelor este $z = 3 \ldots 15$. Se preferă un număr impar, deoarece se ușurează prelucrarea. În cazul transmiterii de puteri mici la turații reduse, profilul poate fi triunghiular. Contactul între porțiunile active ale ghearelor este pe o suprafață (în timpul funcționării cu moment nominal). În perioada decuplării, se produc concentrări ale sarcinii pe gheară (contactul poate deveni liniar). De aceea, semicuplajele se execută din oțel de cementare, suprafețele ghearelor avînd duritatea 58...60 HRC. Forța care comprimă arcul în momentul decuplării se determină cu relația

$$F_d = \frac{2M_{tc}}{D}\left[\operatorname{tg}(\alpha - \varphi_1) - \frac{D}{d}\mu_2\right]; \qquad (8.155)$$

unde : D este diametrul mediu al ghearelor ; α — unghiul de înclinare a suprafețelor de lucru ; φ_1 — unghiul de frecare dintre suprafețele ghearelor ; d — diametrul arborelui ; μ_2 — coeficientul de frecare dintre bucșa canelată *4* și canelurile arborelui *1*. Dacă se notează cu γ_s coeficientul de sensi-

Scanned with OKEN Scanner

bilitate al cuplei :

$$\gamma_s = \frac{F_d - Cf}{F_d}, \qquad (8.156)$$

unde : C este rigiditatea arcului ; f — cursa semicuplei mobile la decuplare și ținînd seama de faptul că $\gamma_s = 0{,}8 \ldots 0{,}9$, iar $f = 4 \ldots 8$ mm, se poate determina rigiditatea arcului :

$$C = \frac{F_d}{f}(1 - \gamma_s). \qquad (8.157)$$

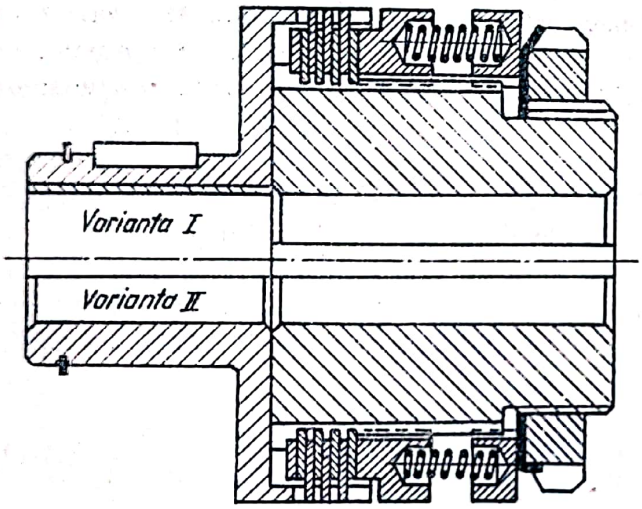


Fig. 8.129. Cuplaj de siguranță cu fricțiune multidisc.

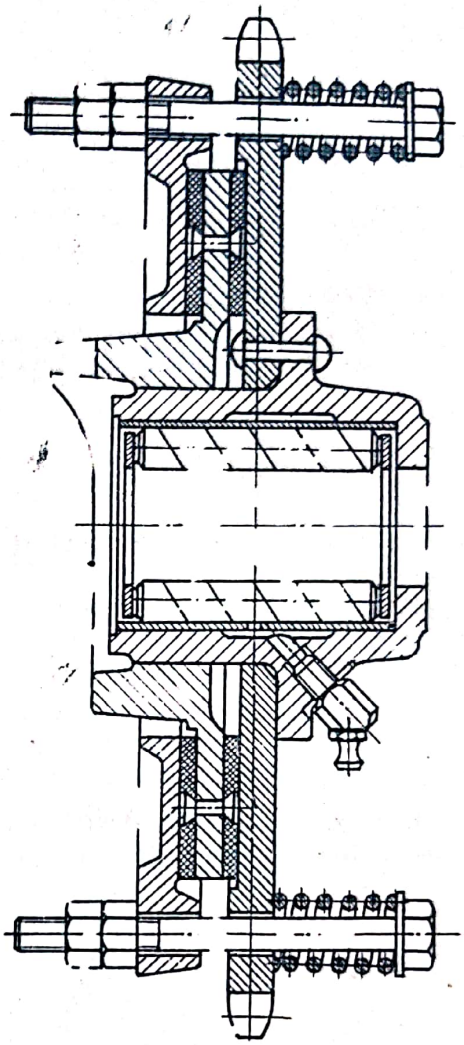


Fig. 8.130. Cuplaj de siguranță cu fricțiune monodisc plan.

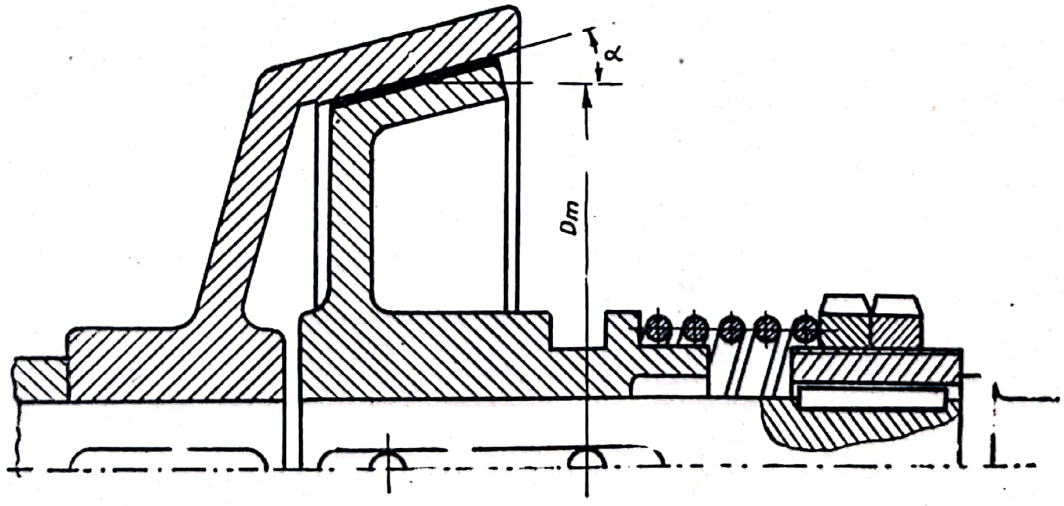


Fig. 8.131. Cuplaj de siguranță cu fricțiune, conic.

Scanned with OKEN Scanner

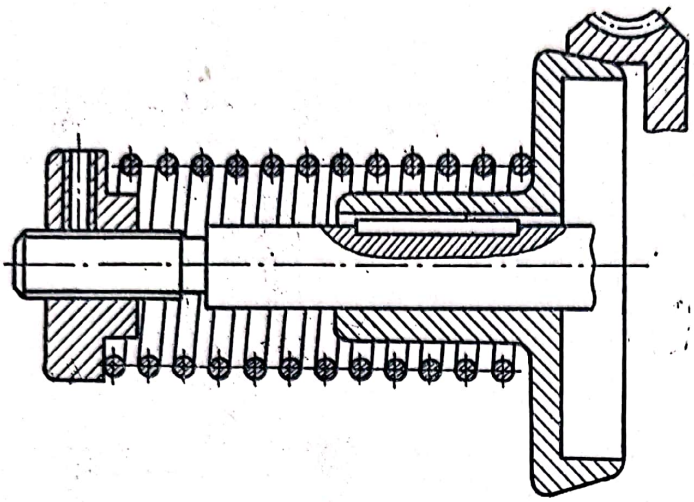


Fig. 8.132. Cuplaj de siguranță cu fricțiune, conic.

c. Cuplaje de siguranță cu fricțiune

Aceste cuplaje se utilizează cînd în sistem apar suprasarcini cu o frecvență ridicată. Momentul maxim transmisibil se reglează cu ajutorul arcurilor. În figurile 8.129 și 8.130 se prezintă cuplaje de siguranță cu fricțiune cu discuri plane, iar în figurile 8.131 și 8.132, cuplaje conice.

Forța din arc (sau care încarcă toate n arcurile, în cazul cînd sînt mai multe) în momentul decuplării, în cazul cuplajelor cu discuri plane este

$$F_d = \frac{2M_{tc}}{D_m \mu z}, \tag{8.158}$$

unde: D_m este diametrul mediu al suprafețelor de contact; z — numărul perechilor de suprafețe în contact; μ — coeficientul de frecare. În cazul cuplajelor conice,

$$F_d = \frac{2M_{tc}}{D_m}\left(\frac{\sin \alpha}{\mu} + \cos \alpha\right), \tag{8.159}$$

unde elementele geometrice reies din figura 8.131.

9

TRANSMISII CU ROȚI DE FRICȚIUNE ȘI VARIATOARE

9.1. ROȚI DE FRICȚIUNE

Roțile de fricțiune sînt organe de mașini folosite pentru transmiterea directă a mișcării de rotație. Roțile de fricțiune pot avea suprafața de lucru de revoluție, netedă sau canelată. Mișcarea se transmite de la arborele conducător la cel condus ca urmare a frecării între corpurile de fricțiune. Cele mai simple mecanisme de transmitere a puterii prin roți de fricțiune sînt cele construite cu roți cilindrice netede sau canelate (fig. 9.1).

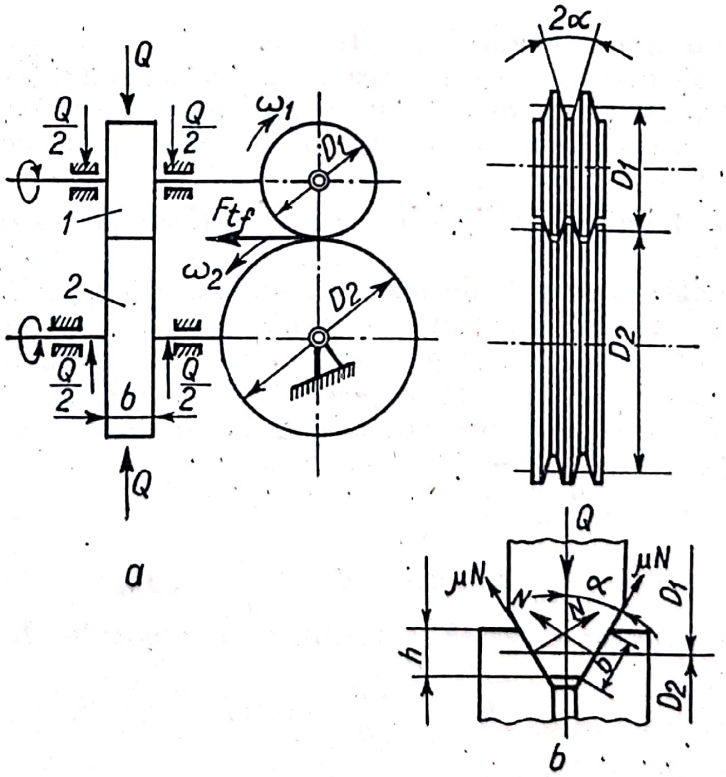


Fig. 9.1. Roți cu fricțiune : *a* — cilindrice cu suprafața netedă ; *b* — roți canelate.

Aceste tipuri de transmisii au dimensiuni reduse şi sînt foarte simple, funcţionează fără şocuri, cu zgomot redus şi au posibilitatea patinării în cazul suprasolicitărilor, protejînd astfel instalaţiile respective [30, 83].

a. **Roţi de fricţiune cilindrice cu suprafaţa de contact netedă (fig. 9.1, *a*)**

La mecanismul din figura 9.1, *a* una din roţi se roteşte cu viteza unghiulară ω_1 şi este montată pe un arbore cu lagăre deplasabile şi în acelaşi timp este apăsată cu o forţă Q. În zona periferică de contact dintre roţile cu diametrele D_1 şi D_2, apare forţa de frecare F_{tf}, capabilă să transmită puterea şi mişcarea între cei doi arbori paraleli (fig. 9.1).

Relaţia între forţa de apăsare Q şi forţa de frecare tangenţială F_{tf}, pentru transmisia din figura 9.1, *a*, este

$$F_{tf} = \mu Q \geqslant F_t, \tag{9.1}$$

unde

$$F_t = \frac{2M_{t1}}{D_1},$$

sau

$$\mu Q = F_{tc} = KF_t,$$

unde F_t este forţa tangenţială de transmis.

Admiţînd un coeficient de siguranţă împotriva alunecării, $K = 1{,}25 \ldots 1{,}8$, se obţine forţa de apăsare necesară transmiterii forţei tangenţiale de calcul F_{tc};

$$Q = \frac{(1{,}25 \ldots 1{,}8) F_t}{\mu}. \tag{9.2}$$

S-a notat cu μ coeficientul de frecare.

Se observă că pentru transmiterea unor forţe tangenţiale, apăsarea Q, exercitată între roţi, este de cca 10 ori mai mare, ceea ce încarcă foarte mult lagărele transmisiei şi constituie un dezavantaj al acestor transmisii (s-a apeciat că $\mu \cong 0{,}1$).

b. **Roţi de fricţiune cilindrice cu suprafaţa de contact canelată (fig. 9.1, *b*)**

Prin construcţia unor roţi de fricţiune canelate (cu profilul trapezoidal al canelurilor), datorită efectului de pană, pentru transmiterea mişcării este necesară o forţă de apăsare de cîteva ori mai mică. Relaţiile pentru determinarea forţei periferice ce se poate transmite şi a forţei de apăsare, dacă se neglijează forţa de frecare de-a lungul flancurilor, sînt următoarele:

— Forţa periferică ce se poate transmite:

$$F_{tf} = 2\mu N = \frac{\mu Q}{\sin \alpha};$$

— Forţa periferică de transmis: $F_t = \frac{2M_{t1}}{D_1} \leqslant F_{tf}$;

— Forţa de apăsare necesară transmiterii momentului de torsiune M_{t1}:

$$Q = \frac{2KM_{t1}}{\mu D_1} \sin \alpha. \tag{9.3}$$

Pentru a evita autofrînarea (blocarea roţilor), unghiul α nu poate scădea sub valoarea unghiului de frecare.

Scanned with OKEN Scanner

c. Roţi de fricţiune conice (fig. 9.2)

Pentru transmiterea mişcării între arbori concurenţi se utilizează roţile de fricţiune conice, caz în care una din roţi este apăsată de cealaltă cu o forţă Q_1, respectiv Q_2.

Forţa periferică ce se poate transmite este $F_{tf} = \mu N = \frac{Q_1 \mu}{\sin \delta_1}$;

Forţa periferică de transmis : $F_t = \frac{2M_{t1}}{D_{1m}} < F_{tf}$;

Forţa de apăsare necesară transmiterii momentului de torsiune M_{t1} :

$$Q_1 = \frac{2KM_{t1}}{\mu D_{1m}} \sin \delta_1. \qquad (9.4)$$

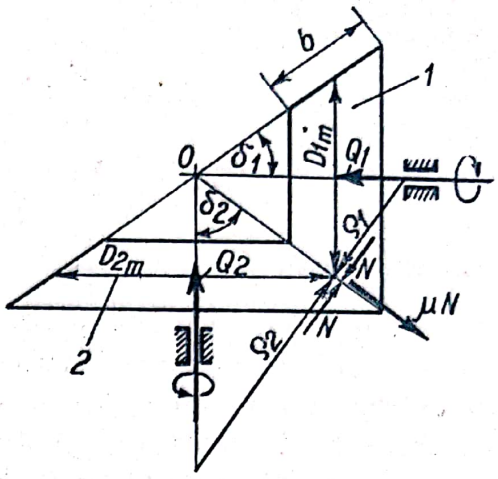


Fig. 9.2. Roţi conice de fricţiune.

La transmisia cu roţi conice, forţa Q_1 depinde de unghiul δ_1, ceea ce conduce la recomandarea ca apăsarea axială să se exercite prin roata mică, deoarece, la aceaşi valoare a momentului de transmis, Q_1 va avea o valoare mai redusă (relaţia 9.4), deoarece $\delta_1 < \delta_2$. Relaţia 9.4 s-a stabilit neglijînd frecarea de-a lungul generatoarei comune a roţilor conice.

Raport de transmisie. Din condiţia de bună funcţionare şi ţinînd seama de alunecarea roţilor se poate scrie raportul de transmisie la roţile cilindrice de fricţiune [30, 83]:

$$i_{12} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{n_1}{n_2} = \frac{D_2}{\xi D_1}. \qquad (9.5)$$

Pentru transmisiile cu roţi conice se va scrie

$$i_{12} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{n_1}{n_2} = \frac{D_{2m}}{\xi D_{1m}} = \frac{\sin \delta_2}{\xi \sin \delta_1}. \qquad (9.6)$$

În aceste relaţii $\xi = 0{,}95 \ldots 0{,}99$, este un coeficient care ia în considerare alunecarea roţilor. La roţile de fricţiune canelate, pe înălţimea de contact vitezele periferice sînt egale numai pe cercurile cu diametrele D_1 şi D_2 (diametrele medii); ca urmare a inegalităţii vitezelor periferice pe celelalte cercuri, au loc alunecări şi deci uzură. Se recomandă din acest motiv ca înălţimea h a canelurii să fie mică.

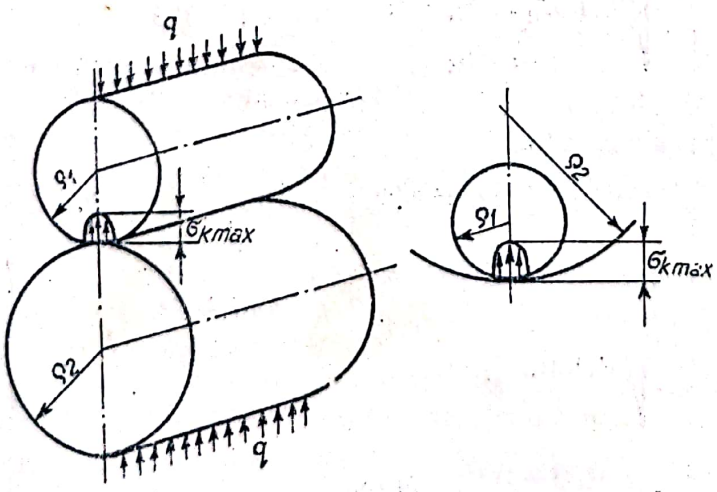


Fig. 9.3. Starea de eforturi hertziene în zona de contact a 2 cilindri.

Elemente de calcul

Lăţimea roţilor se determină pe considerente de rezistenţă la strivire prin contact liniar, datorită apăsării Q.

Admiţînd valori limită pentru presiunea liniară de contact q se determină lăţimea roţilor :

a) roţi cilindrice : $b = \frac{Q}{q_a}$;

b) roţi canelate : $h = b \cos \alpha = \frac{N \cos \alpha}{q_a}$; (9.7)

c) roţi conice : $b = \frac{N}{q_a}$.

Un calcul corect de verificare, porneşte de la relaţia lui Hertz, care stabileşte eforturile unitare superficiale în zona de contact, considerînd rostogolirea a 2 cilindri supuşi unei apăsări Q (fig. 9.3).

Suprafaţa de lucru a celor două roţi cilindrice în contact este supusă la un proces de oboseală superficială şi de uzură abrazivă.

Presiunea maximă, după relaţia lui Hertz, se scrie :

$$\sigma_k = 0{,}418 \sqrt{\frac{qE}{\rho}}, \qquad (9.8)$$

unde :

σ_k este efortul unitar hertzian în zona de contact ;
q — presiunea liniară de-a lungul zonei de contact ;
E — modulul de elasticitate redus al materialelor ;
ρ — raza de curbură redusă.

Relaţiile de calcul se prezintă în tabelul 9.1.

Tabelul 9.1

Relaţiile de calcul ale transmisiilor cu roţi cu frictiune

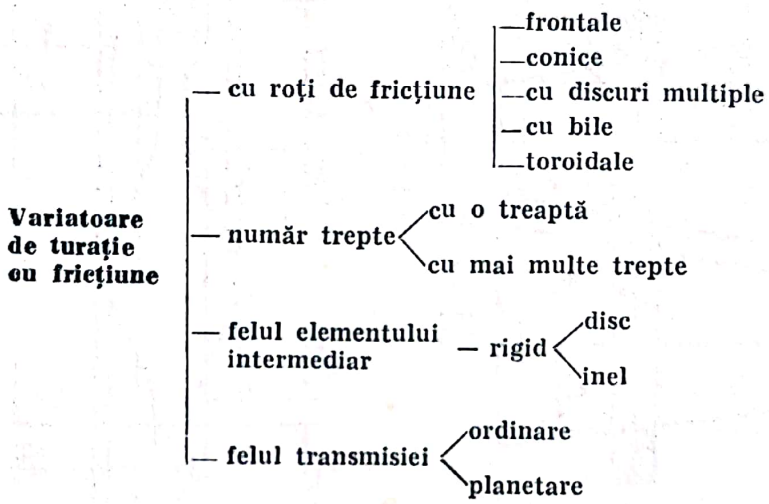
Tipul transmisiei	Raza de curbură redusă	Efortul unitar în zona de contact $\sigma_{k\,max}$	Observaţii
Transmisii cu roţi cilindrice de fricţiune	$\frac{1}{\rho} = \frac{2}{D_1} \frac{i_{12}\xi + 1}{i_{12}\xi}$	$\sigma_{k\,max} = 0{,}836 \cdot \sqrt{\frac{K_1 K M_{t1} E(\xi i_{12} + 1)}{\mu D_1^2 b \xi i_{12}}}$ (9.9) $\sigma_{k\,max} \leqslant \sigma_{ka} =$ $= (6\,000 \ldots 8\,000)$ daN/cm²	$q = \frac{2K_1 K M_{t1}}{\mu D_1 b}$ $K_1 = 1 \ldots 1{,}3$, coeficient de repartiţie a sarcinii pe linia de contact. $E = \frac{2E_1E_2}{E_1 + E_2}$ — modulul de elasticitate redus
Transmisia cu roţi conice	$\frac{1}{\rho} = \frac{2}{D_{1m}} \frac{\sqrt{(\xi i_{12})^2 + 1}}{\xi i_{12}}$; pentru $\delta_1 + \delta_2 = 90°$	$\sigma_{k\,max} = 0{,}836 \cdot \sqrt{\frac{K_1 K M_{t1}}{\mu D_{1m}^2 b}} E \cdot \sqrt{\frac{(i_{12}^2 \xi^2 + 1)^{0{,}5}}{\xi i_{12}}}$ (9.10)	$q = \frac{2K_1 K_2 M_{t1}}{\mu D_{1m} b}$

Scanned with OKEN Scanner

Relaţiile (9.9) şi (9.10) (tab. 9.1) pot servi şi pentru dimensionare, dacă se fac înlocuirile $b = \psi_D D_1$, respectiv $b = \psi_D D_{1m}$ şi se explicitează diametrele D_1, respectiv D_{1m}. Coeficientul de lăţime ψ_D se apreciază între limitele 0,8...1,2, pentru roţi prelucrate precis lucrînd închise în carcase, sau 0,4..0,6, pentru roţi din transmisii deschise, mai puţin precise [92].

9.1.1. Variatoare cu roţi de fricţiune

Roţile de fricţiune sînt utilizate şi în construcţia variatoarelor continue de turaţie. Există o mare diversitate de variatoare cu roţi de fricţiune cu axe fixe. Clasificarea variatoarelor rezultă din schema de mai jos [30, 56, 92]:



Principalii factori constructivi şi funcţionali ai unui variator sînt: gama de reglare, alunecarea, sistemul de apăsare, sistemul de variere a turaţiei, soluţia tehnologică de construcţie.

În figura 9.4 sînt prezentate schemele principalelor tipuri de variatoare [30].

La construcţiile de variatoare frontale din figura 9.4, *a* şi *b* mişcarea se transmite prin contact direct între roata conducătoare şi cea condusă.

Varierea raportului de transmitere se realizează prin modificarea razei la una sau la ambele roţi.

Variatoarele cu conuri (fig. 9.4, *c* şi *d*), variatoarele cu bile (fig. 9.4, *e*) şi cele toroidale (fig. 9.4, *f*, transmit sarcina printr-un element intermediar (inel rigid sau elastic, bile, discuri). Reglarea raportului de transmisie se face prin modificarea razei la ambele roţi, sau la elementul intermediar (fig. 9.4, *e*).

În figura 9.5 este prezentat variatorul cu role sferice (Kopp B) la care discurile conice *1* şi *2* sînt montate pe arborii *4* şi *5* prin cuplajele de apăsare automată C_1 şi C_2 [92].

Discul *1* este elementul conducător iar discul *2* elementul condus. Rolele sferice *3*, ca elemente intermediare, au axele sprijinite pe ace, iar în sens radial inelul *6* le asigură poziţia. Raportul de transmitere $i_x = \frac{R''_{3x}}{R'_{3x}}$,

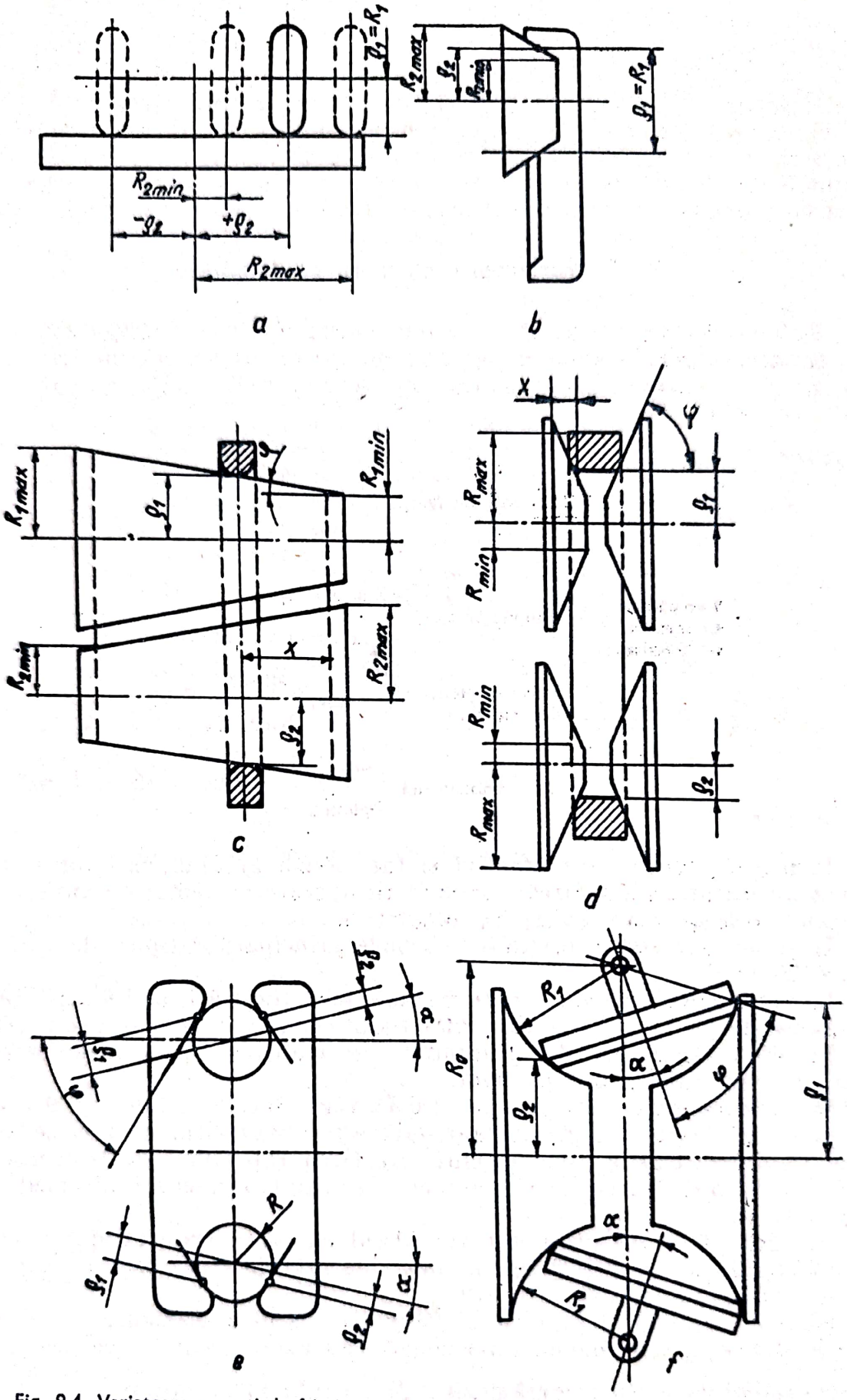


Fig. 9.4. Variatoare cu roți de fricțiune : *a*, *b* — variatoare frontale ; *c*, *d* — variatoare cu conuri ; *e* — variatoare cu bile ; *f* — variator cu roți toroidale.

Scanned with OKEN Scanner

este variabil prin înclinarea axului rolelor sferice cu ajutorul unui mecanism melc-disc dințat.

Variatorul cu role sferice se pretează la miniaturizare în condițiile transmiterii unor puteri pînă la 11 kW cu o gamă de reglare $G = 8$.

Figura 9.6 prezintă variatorul cu bile (Contraves). Discul conic interior *1* va antrena un disc identic *2* prin intermediul bilelor *3*. Bilele se sprijină în *4* puncte, două situate pe discurile *1* și *2* și două pe rolele cilindrice *4*. Poziția axelor rolelor cilindrice se poate varia, ceea ce determină și variația poziției axei de rotație a bilelor [92].

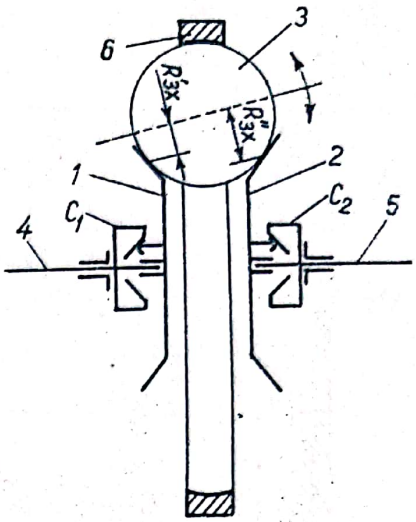


Fig. 9.5. Variatorul cu role sferice.

Raportul de transmitere [30] este

$$i_x = \frac{R'_{3x}}{R_1} \cdot \frac{R_2}{R''_{3x}} = \frac{\cos(\gamma + \theta)}{\cos(\beta - \theta)} \cdot \frac{R + r\cos\beta}{R + r\cos\gamma}.$$

S-a notat prin R raza cercului centrelor bilelor; θ — unghiul dintre axele de rotație ale bilelor și axa discurilor *1* și *2*. Pentru $\gamma = \beta = (35° \ldots 45°)$ rezultă

$$i_x = \frac{\cos(\beta + \theta)}{\cos(\beta - \theta)}.$$

Gama de reglare $G = 10 \ldots 20$; $i_{max} = 6{,}3 \ldots 15$; $P = 0{,}06 \ldots 3{,}5$ kW.

În figura 9.7 se prezintă un variator planetar cu roți de fricțiune de tip Freeman, utilizat la o mașină de găurit [92].

Roțile centrale sînt notate cu *1* — elementul conducător și cu *2* — elementul fix. Aceste roți sînt toroidale. Sateliții *3*, în formă de bile, sînt montați în pîrghiile *4* articulate cu manșonul *5*. Manșoanele *7* și *5* s-au asamblat cu filet. Mandrina *8* este legată de manșonul *7*. Prin modificarea automată a poziției manșonului *5* față de manșonul *7* de către arcul *6*, în funcție de momentul rezistent, se asigură diferite poziții ale sateliților *3* între roțile centrale *1* și *2* și deci modificarea turației elementului condus [92], ca urmare a variației razelor căilor de rulare de pe roțile centrale.

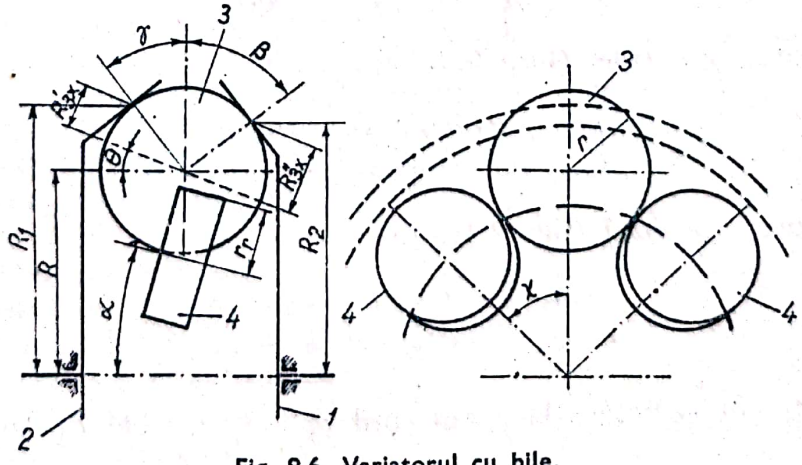


Fig. 9.6. Variatorul cu bile.

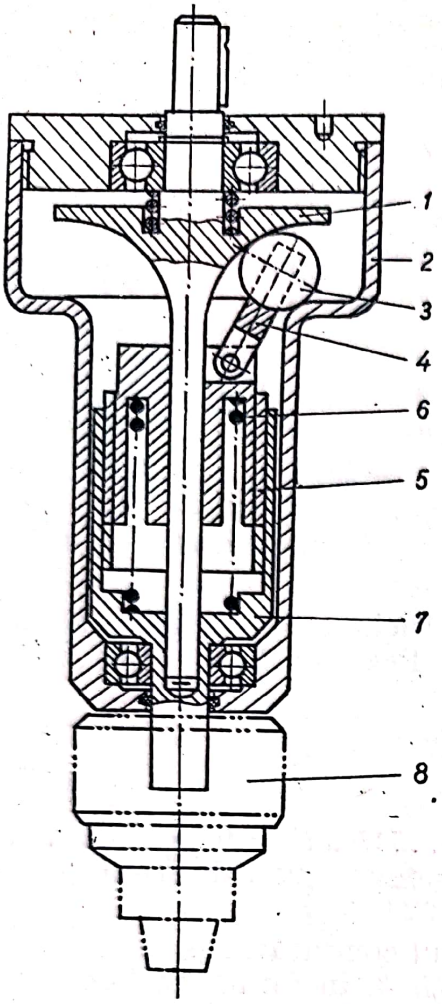


Fig. 9.7. Variatorul planetar cu roți de fricțiune.

9.1.1.1. Gama de reglare

Caracteristica cinematică principală a variatoarelor este gama de reglare G, definită prin relația

$$G = \frac{n_{2\,max}}{n_{2\,min}}. \tag{9.11}$$

Raportul de transmitere se exprimă în general prin

$$i_{12} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{n_1}{n_2} = \frac{\rho_2}{\xi\rho_1} \tag{9.12}$$

și are valorile extreme:

$$i_{12\,min} = \frac{n_1}{n_{2\,max}} = \frac{R_{2\,min}}{\xi R_{1\,max}}; \tag{9.13}$$

$$i_{12\,max} = \frac{n_1}{n_{2\,min}} = \frac{R_{2\,max}}{\xi R_{1\,min}}. \tag{9.14}$$

În acest fel, gama de reglare se obține prin relația

$$G = \frac{i_{12\,max}}{i_{12\,min}} = \frac{R_{2\,max}\,R_{1\,max}}{R_{2\,min}\,R_{1\,min}}. \tag{9.15}$$

Practic $G = 3 \ldots 6$, la variatoarele cu o singură treaptă.

Pentru tipurile de variatoare prezentate în figura 9.4, rapoartele de transmisie au următoarele valori [30]:

— variatorul cu conuri (fig. 9.4, *c* și *d*):

$$i_{12} = \frac{\rho_2}{\xi\rho_1} = \frac{R_{2\,max} - x\,\mathrm{tg}\,\varphi}{\xi(R_{1\,min} + x\,\mathrm{tg}\varphi)}; \tag{9.16}$$

— variatorul cu bile (fig. 9.4, *e*):

$$i_{12} = \frac{\rho_2}{\xi\rho_1} = \frac{R\cos(\varphi \pm \alpha)}{\xi R\cos(\varphi \mp \alpha)} = \frac{\cos(\varphi \pm \alpha)}{\xi\cos(\varphi \mp \alpha)}; \tag{9.17}$$

— variatorul toroidal (fig. 9.4, *f*):

$$i_{12} = \frac{\rho_2}{\xi\rho_1} = \frac{R_0 - R_1\cos(\varphi \mp \alpha)}{\xi[(R_0 - R_1\cos(\varphi \pm \alpha)]}. \tag{9.18}$$

Semnul de sus se referă la cazul cînd $\rho_1 > \rho_2$, iar cel de jos la cazul $\rho_1 < \rho_2$.

Scanned with OKEN Scanner

Calculul de rezistență al variatoarelor se face pe baza solicitării de oboseală superficială a suprafețelor aflate în contact în timpul transmiterii sarcinii [30].

Presiunea în cazul unui contact liniar se determină cu relația

$$\sigma_k = 0{,}418 \sqrt{\frac{QE}{b\rho}} \leqslant \sigma_{ka} \tag{9.19}$$

iar pentru contactul punctiform relația va fi

$$\sigma_k = m \sqrt[3]{\frac{QE^2}{\rho^2}} \leqslant \sigma_{ka}, \tag{9.20}$$

unde :

Q este forța de apăsare între elementele aflate în contact ;

$E = \frac{2E_1E_2}{E_1 + E_2}$ — modulul de elasticitate redus al materialului ;

b — lungimea liniei de contact ;

$\frac{1}{\rho}$ — curbura redusă, determinată în punctul de contact (v. tab. 9.2) ;

m — coeficient determinat în funcție de raportul curburilor principale (fig. 9.8).

Detalii privind construcția și calculul variatoarelor cu roți de fricțiune se dau în lucrările [92] și [56].

9.1.1.2. Tipuri de alunecări în transmisiile cu fricțiune

Alunecările inevitabile care apar în transmisiile cu roți de fricțiune duc la micșorarea randamentului, la inconstanța raportului de transmisie și au ca efect uzura elementelor transmisiei.

Se disting 3 categorii de alunecare : patinare, alunecare elastică și alunecare geometrică.

Patinarea apare dacă forța de frecare dintre suprafețele de frecare este mai mică decît forța periferică de transmis. La proiectarea transmisiei prin fricțiune se ia un coeficient de siguranță $K = 1{,}25 \ldots 1{,}5$.

Alunecarea elastică este dependentă de deformațiile elastice ale materialelor în zona de contact. Mărimea ei se stabilește experimental, spre exemplu $\varepsilon \cong$ $\cong 0{,}002$ pentru discuri de oțel și $\varepsilon \cong 0{,}01$ pentru textolit.

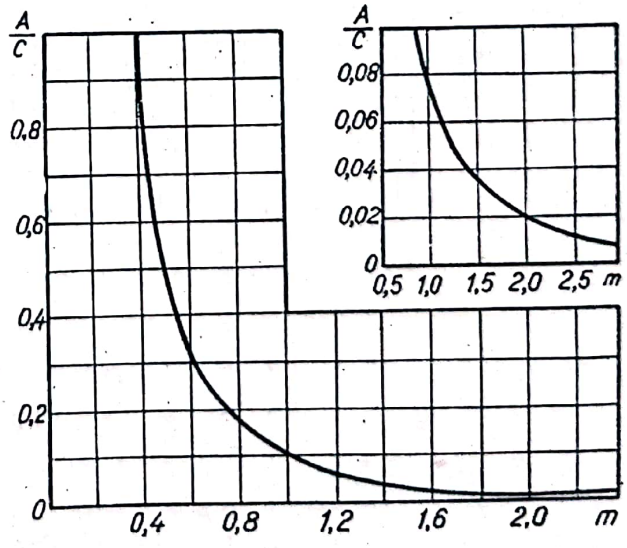
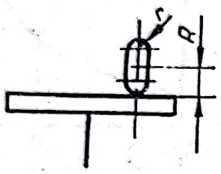
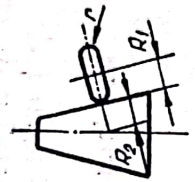
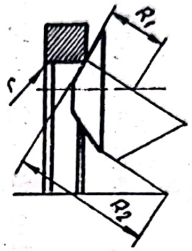
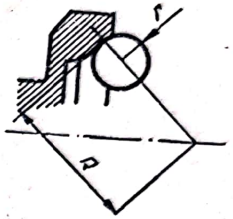
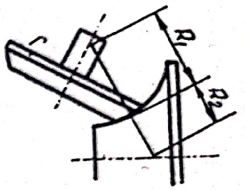


Fig. 9.8. Valoarea coeficientului m.

Scanned with OKEN Scanner

Tabelul 9.2

Relații de calcul la variatoare

Indici					
Contact inițial pe o linie ($r = \infty$) Curbura efectivă $A = \frac{1}{\rho}$	$A = \frac{1}{R}$	$A = \frac{1}{R_1} + \frac{1}{R_2}$	$A = \frac{1}{R_1} - \frac{1}{R_2}$	–	$r = R_1$ $A = \frac{1}{R_1} + \frac{1}{R_2}$
Contact inițial într-un punct Curbura efectivă $A = \frac{1}{\rho}$ Se alege valoarea minimă din valorile A și C *	$A = \frac{1}{R}$; $C = \frac{1}{r}$	$A = \frac{1}{R_1} + \frac{1}{R_2}$ $\frac{1}{r} = C$	$A = \frac{1}{R_1} - \frac{1}{R_2}$ $\frac{1}{r} = C$	$A = \frac{1}{r} - \frac{1}{R}$ $C = \frac{1}{r}$	$A = \frac{1}{R_1} + \frac{1}{R_2}$ $C = \frac{1}{r} - \frac{1}{R_1}$
Raportul curburilor $\frac{A}{C}$ Dacă $\frac{A}{C} > 1$, se ia valoarea inversă	$\frac{r}{R}$	$\frac{r}{R_2} \cdot \frac{R_1 + R_2}{R_1}$	$\frac{r}{R_2} \cdot \frac{R_2 - R_1}{R_1}$	$\frac{R - r}{R}$	$\frac{r}{R_2} \cdot \frac{R_2 + R_1}{R_1 - r}$

**A și C sînt curburile principale în punctul de contact.*

Scanned with OKEN Scanner

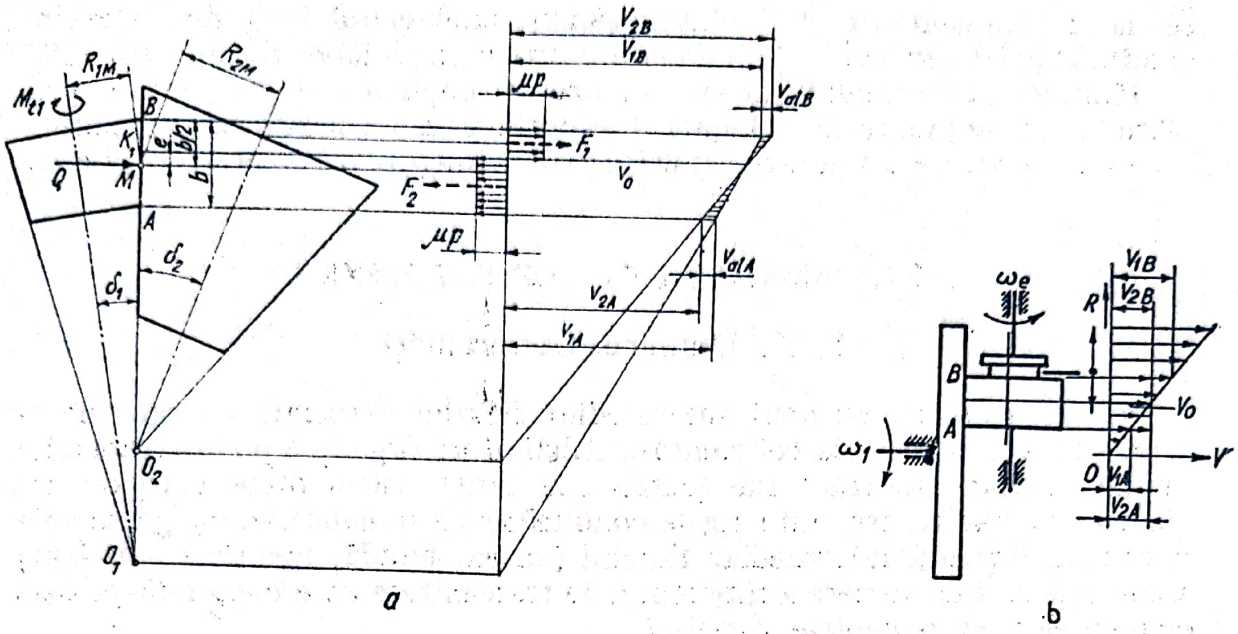


Fig. 9.9. *a* — Variația vitezelor la variatoarele cu roți conice ; *b* — Variația vitezelor la variatoarele cu roți frontale.

Alunecarea geometrică este dependentă de neuniformitatea vitezelor în zona de contact, dintre discul conducător și cel condus (fig. 9.9).

Din figura 9.9 se vede că numai într-un singur plan al roții motoare, vitezele celor două roți (motoare și condusă) sînt egale între ele (V_0). Se notează cu V_{2A} și V_{2B} vitezele roții 2 la cele două extremități și V_{1A} și V_{1B}, vitezele extreme pentru roata 1.

În acest caz, alunecarea geometrică se definește ca raport între diferența vitezelor punctelor extreme și viteza punctului unde alunecarea este nulă (rostogolire pură) :

$$\varepsilon_g = \frac{V_{1A} - V_{2A}}{V_0} = \frac{V_{al\,max}}{V_0}. \qquad (9.21)$$

Pentru transmisiile cu roți conice se consideră în figura 9.9, *a* unul din cazurile posibile la construcția variatoarelor și anume roata motoare este cea cu lungimea generatoarei mai mare. Prin K_1 s-a notat punctul de rostogolire pură. Viteza de alunecare este $V_{al} = V_1 - V_2$, unde V_1 și V_2 sînt vitezele roților *1* și *2* în același punct de contact. Pe porțiunile K_1A și K_1B, viteza de alunecare este orientată diferit, ca de altfel și forțele de frecare F_2 și F_1 [92].

Relația pentru calculul alunecărilor geometrice este

$$\varepsilon_\eta = \frac{K+1}{2K\psi_b \pm 1}\left[1 - \left(i_x \frac{\sin\delta_1}{\sin\delta_2}\right)^{\pm 1}\right], \qquad (9.22)$$

unde : K este coeficientul de siguranță la alunecare ($K = 1{,}2 \ldots 1{,}3$) ; i_x — raportul de transmitere pentru poziția de alunecare geometrică a corpurilor de fricțiune ; ψ_b — coeficientul de lățime (raportul între lungimea generatoarei conului scurt și lungimea liniei de contact). Semnul (+)

se ia în considerare în relaţia (9.22) cînd conul lung este element conducător iar semnul (—) cînd conul scurt va fi element conducător [92].

Mărimea randamentului variatoarelor depinde de pierderile prin alunecare şi de pierderile în lagăre. Pierderile prin alunecare sînt proporţionale cu viteza de alunecare, valoare care se micşorează cu creşterea lui i_{12}.

9.2. VARIATOARE CU ELEMENT FLEXIBIL

9.2.1. Definire. Generalităţi

Variatoarele cu element intermediar flexibil transmit energia de la elementul conducător la cel condus, utilizînd un organ ce poate transmite numai eforturi de tracţiune (curea sau lanţ). Elementele componente ale acestor variatoare sînt : roţile conducătoare şi conduse, cu geometrie variabilă, organul intermediar flexibil (curea, bandă, metalică sau lanţ) şi mecanismul de variere a raportului de transmitere care comandă poziţia elementelor cu geometrie variabilă.

Faţă de variatoarele cu roţi de fricţiune, variatoarele cu curea prezintă următoarele avantaje : siguranţă mai mare în funcţionare, lipsa alunecării geometrice, construcţie, întreţinere şi exploatare ieftină, amortizează şocurile, constituie element de siguranţă la suprasarcini. Variatoarele cu curea prezintă şi dezavantaje, spre exemplu : raport de transmitere variabil cu sarcina, datorită alunecării elastice, durabilitatea limitată a curelei, introduc sarcini radiale pe arborii transmisiei. Variatoarele cu lanţ necesită ungere cu ulei, precizie de execuţie mare, nu pot fi utilizate la viteze mari [92, 56, 83].

Domeniul de utilizare. Variatoarele cu element flexibil pot fi utilizate în domeniul puterilor mici şi mijlocii (pînă la 25 kW) [92], pentru construcţii de maşini-unelte, maşini textile, maşini agricole, transportoare etc. În tabelul 9.3 se prezintă principalele caracteristici ale variatoarelor cu organ intermediar flexibil, după lucrarea [56]. În tabelul 9.4 se dă o clasificare a variatoarelor cu element flexibil.

Variatorul cu curea lată (fig. 9.10, *a*) constă din două tronconuri avînd axe paralele peste care se înfăşoară cureaua. Prin deplasarea în sens axial a curelei, cu ajutorul unei furci cu role, se modifică poziţia de lucru a curelei pe tamburi şi totodată şi turaţia. Variatoarele din figura 9.10, *b*, *c*, sînt mono, cu o singură treaptă şi conţin o singură roată cu diametru variabil (*3*), cealaltă (*1*) avînd diametrul constant. Prin deplasarea axială a discurilor *3* se realizează modificarea diametrului de înfăşurare a curelei pe aceste discuri şi ca urmare se modifică şi turaţia. Deplasarea axială a discurilor are loc forţat, ca urmare a variaţiei comandate a distanţei axiale. La variatorul din figura 9.10, *b* cu deplasarea axială concomitentă a celor două discuri *3*, modificarea distanţei axiale se va face după o direcţie perpendiculară pe axa discurilor *3*. În acest scop, întreg ansamblul *2* (fig. 9.10, *b*) se va deplasa în direcţia arătată. Dacă unul dintre discurile *3* (fig. 9.10, *c*) este fixat pe arbore, atunci deplasarea ansamblului cu revenire forţată se va face după generatoarea *4* a discului fix pe arbore. Se realizează prin aceasta menţinerea planului de mişcare a curelei, determinat de planul median al roţii *1* [56].

Scanned with OKEN Scanner

Tabelul 9.3

Principalele caracteristici ale variatoarelor cu organ intermediar flexibil [56]

Tipul variatorului			P, [kW]	G [3]	Randamentul η	Coeficientul alunecării elastice, %	Observații
Cu curea trapezoidală	clasică		...60	1,3—1,8	0,85—0,9	2	Încorporate în mașină, fără carcasă
	lată	mono	...25 [1]	2,5—3	0,85—0,9	1,5—2	Fără carcasă, acționare cu motor electric deplasabil
		duo	...55 [2]	6—9	0,85—0,9	7—8 [4]	Cu sau fără carcasă, separate sau încorporate în mașina de lucru
		în două trepte	...3	10—16	0,6—0,85	10	Universale, în aceeași carcasă
Cu lanț PIV	tip A		...19	2,8—6	0,85—0,95	—	Cu transmitere prin angrenare; apăsare cu arc
	tip AS		...5,5	3—6	0,85—0,92	1—1,5	Cu transmitere prin angrenare; în carcasă
	tip R		...5	7—10	—	—	Cu transmitere prin frecare; apăsare cu arc
	tip RS		15—55	3—7	...0,96	—	Cu transmitere prin frecare; cu apăsare cu mecanism cu bile

[1] Cu o curea
[2] Cu mai multe curele
[3] G reprezintă gama (domeniul) de reglare
[4] Cu disc cu revenire forțată.

Tabelul 9.4

Clasificarea variatoarelor cu element flexibil

Denumirea variatorului	Grupa	Criteriul de clasificare	Tipul variatorului
Variatoare cu element intermediar flexibil	Variator cu curea	Tipul curelei	Variator cu curea lată
			Variator cu curea trapezoidală clasică
			Variator cu curea trapezoidală lată
			Variator cu curea trapezoidală dințată
		Numărul elementelor cu geometrie variabilă	Variator cu un diametru reglabil (mono)
			Variator cu două diametre reglabile
		Modul de reglare a turației	Variator la care se deplasează un con
			Variator la care se deplasează două conuri
			Variator la care se deplasează patru conuri
		Numărul de trepte	Variator cu o treaptă
			Variator cu două trepte
	Variator cu lanț	Principiul de transmitere a mișcării	Variatoare cu lanț prin angrenare
			Variatoare cu lanț prin frecare
	Variator cu bandă metalică		

Scanned with OKEN Scanner

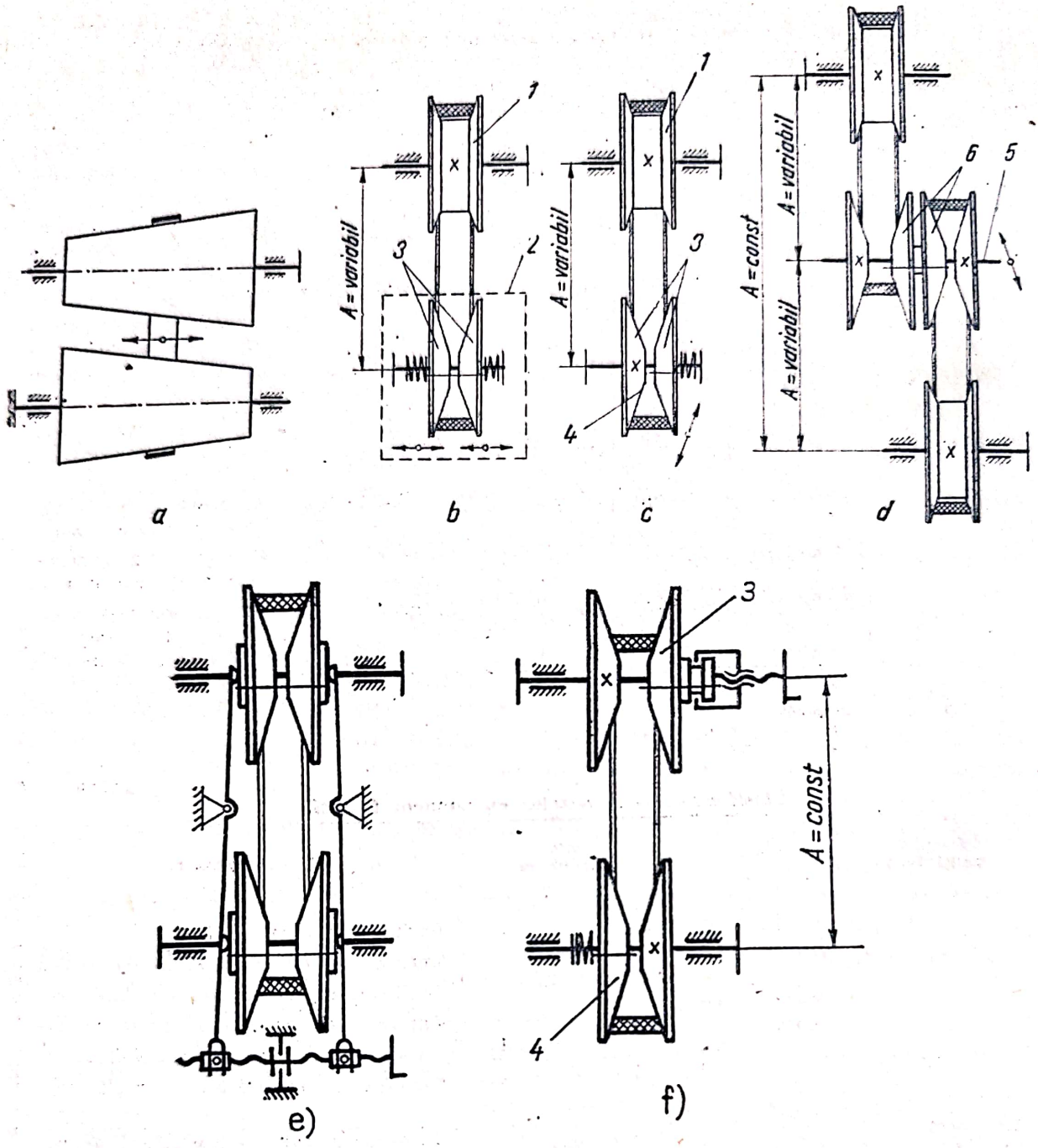


Fig. 9.10, *a* — Variatorul cu curea lată ; *b*, *c* — variatoare cu curea trapezoidală de tip mono; *d* — variatorul cu curea trapezoidală cu două trepte ; e, *f* — variator cu curea trapezoidală tip duo.

În figura 9.10, *d* este prezentat un variator în 2 trepte cuprinzînd așezarea în serie a 2 variatoare mono.

La variatoarele cu un diametru reglabil (mono) distanța dintre axe trebuie să fie reglabilă iar la cele din grupa a doua, distanța dintre axe este constantă.

Deplasarea celor două discuri ale roții cu deschidere reglabilă se poate face cu un mecanism cu arc, sau cu ajutorul curelei însăși (modificînd tensiunea din curea).

Scanned with OKEN Scanner

La transmisiile cu ambele diametre reglabile, (duo) mecanismul de deplasare poate acționa concomitent pe ambele roți (fig. 9.10, *e*) sau numai pe discurile unei roți (fig. 9.10, *f*).

9.2.2. Caracteristici de putere și moment ale variatoarelor

Construcția variatoarelor destinate mașinilor de lucru trebuie să țină seamă de caracteristicile de putere sau de moment ale acestora. Caracteristica de putere sau de moment la arborele antrenat de variator se poate exprima cu o funcție de tipul [56] [92]:

$M_t(\omega) = \text{const}$;

$P(\omega) = \text{const}$;

$P(\omega) \neq \text{const}$; $M_t(\omega) \neq \text{const}$,

sau ca o funcție de raportul de transmitere i_x [56].

a) Funcționarea variatorului astfel ca momentul de torsiune la arborele condus să fie constant ($M_{t2} = \text{const}$ în N·m):

— puterea la arborele condus va fi

$$P_{2x} = \frac{M_{t2} n_{2x}}{9\,550} = \frac{M_{t2} \cdot n_1}{9\,550} \frac{1}{i_x} \text{ [kW]}; \tag{9.23}$$

— momentul de torsiune la arborele conducător, respectiv puterea:

$$M_{t1x} = \frac{M_{t2}}{\eta_{tx}} \cdot \frac{1}{i_x} \text{ [N·m]}$$

$$P_{1x} = \frac{M_{t2}}{\eta_{tx}} \cdot \frac{1}{i_x} \cdot \frac{n_1}{9\,550} \text{ [kW]}. \tag{9.24}$$

Puterea maximă necesară la arborele de intrare, după care se alege motorul de acționare se determină cu relația

$$P_{1max} = 10^{-3} \frac{M_{t2} \cdot \omega_1}{\eta_{tmin} \cdot i_{min}} = 10^{-3} \frac{M_{t2} \cdot \omega_1}{\eta_{t\,min} \cdot i_m} \cdot \sqrt{G} \text{ [kW]}. \tag{9.24'}$$

Pentru cazul cel mai defavorabil, cînd turația arborelui condus este maximă, forța utilă din curea va avea valoarea

$$F_{u\,max} = \frac{100\, M_{t2}}{D_{p2\,min}} \text{ [daN]}. \tag{9.25}$$

$D_{p2\,min}$ se înlocuiește în [mm]; M_{t2} în [N·m].

S-a notat cu η_{tx} și $\eta_{t\,min}$, randamentul variatorului corespunzător raportului de transmitere i_x, respectiv i_{min}.

b) La funcționarea variatoarelor pentru mașini-unelte se întîlnește situația $P_2 = \text{const}$ pe arborele condus. Rezultă:

$$M_{t2x} = 9\,550 \frac{P_2}{n_{2x}} = 9\,550 \frac{P_2}{n_1} \cdot i_x. \tag{9.26}$$

Scanned with OKEN Scanner

Pe arborele conducător :

$$P_{1x} = \frac{P_2}{\eta_{ix}} \neq \text{const}; \quad M_{t1x} = 9\,550 \frac{P_2}{\eta_{ix} \cdot n_1}. \tag{9.27}$$

Forţa utilă din elementul intermediar flexibil va fi maximă pentru raportul de transmitere al variatorului cu valoare maximă :

$$F_{u\,max} = \frac{195 \cdot 10^4 \cdot P_2}{n_1 \cdot D_{p1min} \cdot \eta_{i\,max}} = \frac{2 \cdot 10^5 \cdot P_2}{\omega_1 \cdot D_{p1min} \cdot \eta_{i\,max}}. \tag{9.28}$$

c) În cazul cînd ambele caracteristici sînt variabile ($P_2 \neq$ const şi $M_{t2} \neq$ const), situaţia cea mai defavorabilă pentru solicitarea elementului flexibil intervine cînd $\frac{P_{1x}}{D_{p1x}} =$ maxim.

În acest caz, forţa utilă din curea va fi

$$F_{umax} = \frac{195 \cdot 10^4}{n_1 \cdot \eta_{ix}} \left[\frac{P_{2x}}{D_{p1x}}\right]_{max} = 2 \cdot 10^5 \cdot \frac{1}{\omega_1 \cdot \eta_{ix}} \left(\frac{P_{2x}}{D_{p1x}}\right)_{max}. \tag{9.29}$$

În relaţiile de determinare a forţei utile, în toate cazurile, diametrele se introduc în [mm], P în [kW], M_t în [N·m].

Analiza relaţiilor (9.25), (9.28) şi (9.29) arată că forţa utilă variază cu raportul de transmitere. Pentru a asigura randamentul optim şi durabilitatea elementului intermediar al variatorului este necesar ca forţa de întindere din organul flexibil să varieze proporţional cu forţa utilă de transmis, cerinţă realizabilă uneori prin alegerea mecanismului de reglare a turaţiei şi a sistemului de tensionare a curelei (a se vedea pentru detalii lucrările [56, 92]).

9.2.3. Elemente de geometrie şi cinematică ale variatoarelor cu element intermediar flexibil [56, 92]

Un variator este caracterizat din punct de vedere geometric de diametrele primitive sau de calcul (D_{p1x}, D_{p2x}) distanţa între axe A, lungimea curelei sau lanţului L_p (L), unghiurile de înfăşurare β_{1x} şi β_{2x}, unghiul θ pentru tronconurile variatorului cu curea lată (fig. 9.10, *a*), lăţimea primitivă a curelei l_p, înălţimea secţiunii curelei h, distanţa b, de la fibra neutră la fibra exterioară, unghiul flancurilor curelei α, diametrele primitive extreme $D_{p\,max}$; $D_{p\,min}$, unghiul flancurilor canalului roţii α_c, deplasarea axială a discurilor S (fig. 9.11 şi 9.13, *b*).

Relaţiile pentru determinarea unghiurilor β_{1x} şi β_{2x}, a lungimii L şi a distanţei axiale A, s-au dat la capitolul de „Transmisii prin curele", respectiv „Transmisii prin lanţ" şi se vor utiliza în funcţie de tipul elementului intermediar.

La variatoarele cu curea trapezoidală se recomandă :

$$1{,}25\, D_{p\,max} \leqslant A \leqslant 3 D_{p\,max}.$$

Scanned with OKEN Scanner

Din figura 9.11 se stabileşte valoarea lăţimii primitive necesare l_p:

$$\frac{l_p}{2} = \left[\frac{D_{p\,max} - D_{p\,min}}{2} + (h - b)\right] \operatorname{tg}\frac{\alpha_c}{2},$$

sau

$$l_p \geqslant [D_{p\,max} - D_{p\,min} + 2(h - b)] \operatorname{tg}\frac{\alpha_c}{2} + j, \quad (9.30)$$

unde j reprezintă distanţa minimă dintre discuri pentru poziţia organului intermediar pe diametrul maxim. Se admite $j \cong 0{,}05\ l_p$, ca urmare a deformării curelei datorită apăsării discurilor tronconice.

Relaţia (9.30) va deveni

$$l_{p\,nec} = 1{,}05[D_{p\,max} - D_{p\,min} + 2(h - b)] \operatorname{tg}\frac{\alpha_c}{2},$$

sau

$$\left(\frac{l_p}{h}\right)_{nec} = 1{,}05\left[\frac{D_{p\,min}}{h}\right]\left[\frac{D_{p\,max}}{D_{p\,min}} - 1 + \right.$$

$$\left. + \frac{2h}{D_{p\,min}}\left(1 - \frac{b}{h}\right)\right] \operatorname{tg}\frac{\alpha_c}{2}. \quad (9.31)$$

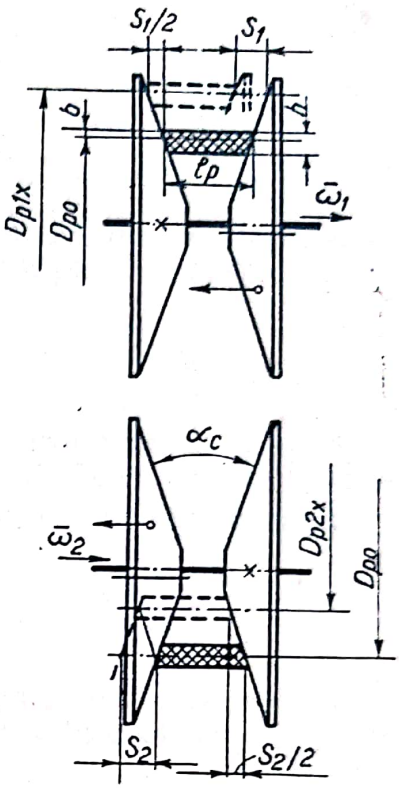


Fig. 9.11. Schema de calcul pentru determinarea lăţimii l_p.

Pentru determinarea domeniului de reglare, interesează raportul $\frac{D_{p\,max}}{D_{p\,min}}$, care se obţine din relaţia (9.31):

$$\frac{D_{p\,max}}{D_{p\,min}} = 1 + \frac{0{,}95\frac{l_p}{h}\operatorname{ctg}\frac{\alpha_c}{2} - 2\left(1 - \frac{b}{h}\right)}{\frac{D_{p\,min}}{h}}. \quad (9.32)$$

În condiţiile menţinerii constante a distanţei dintre axe, cînd pentru tamburele tronconice $D_{p1x} + D_{p2x} = \text{const}$, vor rezulta pentru diverse poziţii ale curelei, lungimi diferite. Deoarece L este constant, aceste diferenţe vor determina variaţia deformaţiilor şi tensiunilor din curea. Tensiunea minimă va apărea pentru $i_x = 1$, cînd $(D_{p2x} - D_{p1x} = 0)$ şi va fi maximă în poziţiile extreme ale organului intermediar. Remedierea acestui neajuns se poate face prin bombarea tamburelor [92, 56]. Deplasarea axială a fiecărui disc faţă de poziţia mijlocie (în care $i_x = 1$) se determină cu relaţiile:

$$S_1 = (D_{p1x} - D_{p0}) \operatorname{tg}\frac{\alpha_c}{2};$$

$$S_2 = (D_{p2x} - D_{p0}) \operatorname{tg}\frac{\alpha_c}{2};$$

Scanned with OKEN Scanner

sau

$$S_{1,2} = S_0 + \delta_s \tag{9.33}$$

unde :

$$S_0 = \pm \frac{D_{p1x} - D_{p2x}}{2} \operatorname{tg} \frac{\alpha_c}{2} \tag{9.34}$$

şi deplasarea suplimentară pentru ca lungimea conturului înfăşurător să fie acelaşi în poziţiile corespunzătoare lui D_{p1x} şi D_{p2x},

$$\delta_s = \pm \frac{(D_{p1x} - D_{p2x})^2}{4\pi A} \cdot \operatorname{tg} \frac{\alpha_c}{2} . \tag{9.35}$$

Semnul + în relaţia lui S_0 se va lua pentru apropierea discurilor şi semnul minus cînd discurile se depărtează.

Raportul de transmitere al variatorului se exprimă cu relaţia

$$i = \frac{\omega_1}{\omega_{2x}} = \frac{n_1}{n_{2x}} \cong \frac{D_{p2x}}{D_{p1x}} . \tag{9.36}$$

Variatoarele pot fi împărţite din punct de vedere cinematic în două categorii : cu domeniul de reglare simetric şi cu domeniul de reglare asimetric.

La variatoarele cu domeniu de reglare simetric,

$$\omega_1 = \sqrt{\omega_{2max} \cdot \omega_{2min}} .$$

Pentru variatoarele la care nu se respectă această relaţie, domeniul de reglare nu este simetric. Gama (domeniul) de reglare este raportul

$$G = \frac{\omega_{2max}}{\omega_{2min}} = \frac{n_{2max}}{n_{2min}} . \tag{9.37}$$

Raportul de transmitere mediu i_m este

$$i_m = \frac{\omega_1}{\sqrt{\omega_{2max} \cdot \omega_{2min}}} \tag{9.38}$$

şi caracterizează asimetria cinematică a variatorului.

Legătura între rapoartele de transmitere extreme şi cel mediu este dată de relaţiile :

$$i_{max} = \frac{\omega_1}{\omega_{2min}} ; \quad i_{min} = \frac{\omega_1}{\omega_{2max}} ; \quad G = \frac{i_{max}}{i_{min}} \tag{9.39}$$

şi

$$i_m = \sqrt{i_{max} \cdot i_{min}} . \tag{9.40}$$

Expresiile pentru gama de reglare G şi i_m la diverse construcţii de variatoare sînt date în tabelul 9.5.

Scanned with OKEN Scanner

Tabelul 9.5

Relații pentru gama de reglare a diferitelor tipuri de variatoare

Tipul variatorului	G	i_m	Observații
1	2	3	4
Variator duo	$G = \dfrac{D_{p1max} \cdot D_{p2max}}{D_{p1min} \cdot D_{p2min}}$	$i_m = \sqrt{\dfrac{D_{p2max}\, D_{p2min}}{D_{p1max}\, D_{p1min}}}$	
Variator mono	$G = \dfrac{D_{p2max}}{D_{p2min}}$, sau $G = \dfrac{D_{p1max}}{D_{p1min}}$	$i_m = \dfrac{\sqrt{D_{p2max}\, D_{p2min}}}{D_{p1}}$, sau $i_m = \dfrac{D_{p2}}{\sqrt{D_{p1max}\, D_{p1min}}}$	$D_{p1max} = D_{p1min} = \text{const}$ $D_{p2max} = D_{p2min} = \text{const}$
	$G = \dfrac{D_{pmax}}{D_{pmin}}$	$i_m = \dfrac{1}{D_{p1}} \cdot \sqrt{D_{p2max}\, D_{p2min}} = 1$	$D_{p1max} = D_{p2max} = D_{pmax}$ $D_{p1min} = D_{p2min} = D_{pmin}$ Se realizează simetria geometrică
Variator în 2 trepte realizate cu variatoare duo	$G = \dfrac{D_{p1max}\, D_{p2max}\, D_{p3max}\, D_{p4max}}{D_{p1min}\, D_{p2min}\, D_{p3min}\, D_{p4min}}$	$i_m = \sqrt{\dfrac{D_{p2max}\, D_{p2min}\, D_{p4max}\, D_{p4min}}{D_{p1max}\, D_{p1min}\, D_{p3max}\, D_{p3min}}}$	
Variator în două trepte format din variatoare mono	$G = \dfrac{D_{p2max}\, D_{p3max}}{D_{p2min}\, D_{p3min}}$	$i_m = \dfrac{D_{p4}}{D_{p1}} \sqrt{\dfrac{D_{p2max}\, D_{p2min}}{D_{p3max}\, D_{p3min}}}$	$D_{p1} = \text{const}$ $D_{p4} = \text{const}$

Scanned with OKEN Scanner

Realţiile prezentate în tabelul 9.5 nu cuprind influenţa alunecării asupra gamei de reglare. Deoarece alunecarea elastică nu depăşeşte valoarea 0,025 — influenţa sa asupra gamei de reglare este mică.

La variatoarele cu distanţa axială $A = \text{const}$ o abatere a lungimii curelei faţă de cea de calcul determină abateri ale diametrelor de înfăşurare şi concomitent ale tensiunii iniţiale. Lucrarea [56] prezintă un calcul al acestor influenţe, care conduc la modificarea diametrelor cu circa 6—7%, astfel încît diametrul minim se va face mai mic decît cel prevăzut, iar diametrul maxim mai mare decît cel dat de calculul cinematic.

9.2.4. Forţa axială pe discuri

Pentru calculul arcului de la mecanismele care realizează apăsarea discurilor variatoarelor este necesar să se cunoască forţa de apăsare. Se ia în considerare observaţia de la capitolul 11 privitoare la împărţirea unghiului de înfăşurare a curelei pe roţi în 2 zone : unghi de alunecare β_a şi unghi de repaus β_r. Pe arcul de alunecare este preponderentă alunecarea tangenţială faţă de cea radială, care se neglijează, iar pe arcul de repaus alunecarea tangenţială este nulă şi devine importantă alunecarea radială. Din echilibrul forţelor pe arcul de repaus rezultă (fig. 9.12) [55, 56, 83]

$$dF_{ax} = dN\cos\frac{\alpha}{2} - \mu dN\sin\frac{\alpha}{2} = dN\left(\cos\frac{\alpha}{2} - \mu\sin\frac{\alpha}{2}\right) \qquad (9.41)$$

şi

$$2dN\sin\frac{\alpha}{2} + 2\mu\, dN\cos\frac{\alpha}{2} = 2F\sin\frac{d\beta}{2}, \qquad (9.42)$$

unde se poate lua

$$\sin\frac{d\beta}{2} \cong \frac{d\beta}{2}.$$

Relaţia (9.42) se mai scrie şi astfel :

$$2dN\left(\sin\frac{\alpha}{2} + \mu\cos\frac{\alpha}{2}\right) = F\, d\beta.$$

Deci,

$$dF_{ax} = \frac{F\,d\beta\left(\cos\frac{\alpha}{2} - \mu\sin\frac{\alpha}{2}\right)}{2\left(\sin\frac{\alpha}{2} + \mu\cos\frac{\alpha}{2}\right)} = \frac{F\,d\beta}{2\,\mathrm{tg}\left(\frac{\alpha}{2} + \rho\right)}. \qquad (9.43)$$

Integrînd relaţia (9.43) pe arcul de repaus se obţine

$$(F_{ax})_{\beta r} = \frac{F_r\beta_r}{2\,\mathrm{tg}\left(\frac{\alpha}{2} + \rho\right)}. \qquad (9.44)$$

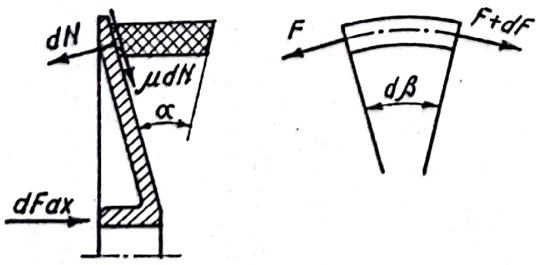


Fig. 9.12. Forţa axială pe discuri.

Unghiul de repaus, $\beta_r = \beta - \beta_a$, se determină din relaţia

$$\beta_a = \ln\frac{F_2}{F_1}\cdot\frac{1}{\mu}\sin\frac{\alpha}{2}. \qquad (9.45)$$

Scanned with OKEN Scanner

Pe arcul de alunecare β_a, forţa axială necesară este (componenta radială a forţei de frecare este neglijabilă):

$$dF_{ax} = dN \cos\frac{\alpha}{2}. \tag{9.46}$$

Se cunoaşte că

$$dF = 2\mu\, dN. \tag{9.47}$$

Rezultă astfel:

$$dF_{ax} = \frac{dF}{2\mu}\cos\frac{\alpha}{2}. \tag{9.48}$$

Integrînd, se obţine forţa axială pe arcul de alunecare:

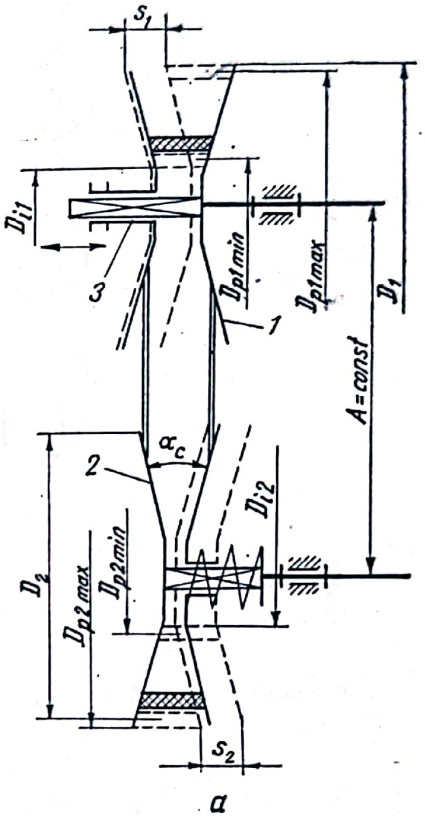
$$(F_{ax})_{\beta a} = \frac{F_2 - F_1}{2\mu}\cos\frac{\alpha}{2} = \frac{F_u}{2\mu}\cos\frac{\alpha}{2}. \tag{9.49}$$

Forţa de apăsare necesară pe lungimea arcului de înfăşurare este

$$F_{ax} = (F_{ax})_{\beta r} + (F_{ax})_{\beta a} = \frac{F\beta_r}{2\,\mathrm{tg}\left(\frac{\alpha}{2}+\rho\right)} + \frac{F_u}{2\mu}\cos\frac{\alpha}{2}. \tag{9.50}$$

Pe discurile motoare F se înlocuieşte cu F_2 şi pe cele conduse cu F_1. Coeficientul de frecare se acceptă $\mu = 0{,}3\ldots0{,}35$. Uneori forţa $(F_{ax})_{\beta r}$ se consideră printr-un coeficient $C = 1{,}2\ldots1{,}4$ la apăsarea pe discurile motoare şi cu $C = 1{,}7\ldots2{,}2$ la apăsarea pe discurile conduse, şi în acest caz

$$F_{ax} = \frac{CF_u\cos\frac{\alpha}{2}}{2\mu}. \tag{9.51}$$



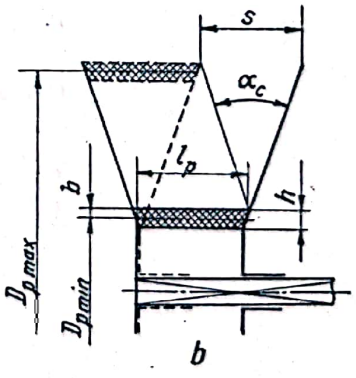


Fig. 9.13. *a* — Schema de calcul pentru variatorul cu 2 discuri deplasabile; *b*—Schema de calcul a deplasării axiale *S* a discurilor.

9.2.5. Metoda de calcul a variatoarelor cu curea lată

Cureaua de variator standardizată în STAS 7503-66 este o curea lată, de obicei dinţată în interior şi care trebuie să aibă $\frac{l_p}{h}$ mare, α mic şi rigiditate transversală corespunzătoare. Unghiul $\alpha = 22° - 33°$ (practic $\alpha = 26°$).

Lungimea curelei se calculează pentru poziţia limită cînd $i = i_{max}$ sau, $i = i_{min}$.

Pentru calculul variatoarelor se cunosc P[kW], sau M_t[N·cm], n_1, n_{min}, n_{max} [rot/min] şi i_{max}, i_{min}.

Succesiunea de calcul este dată în tabelul 9.6 [92].

Tabelul 9.6

Relații de calcul la variatoare

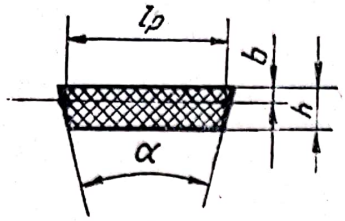
Etapa de calcul	Relația de calcul	Observații
1	2	3
1. Diametrul primitiv minim	$D_{p1min} = 121 \sqrt[3]{\dfrac{P\left(\dfrac{D_p}{h}\right)^2_{min}}{\sigma_{ua}\left(\dfrac{l_p}{h}\right)\cdot n_1}}$ [cm], (9.52)	Pentru M_{t1} = ct; P = ct.
	sau $D_{p1\,min} = \sqrt[3]{\dfrac{2M_{t2}\left(\dfrac{D_p}{h}\right)^2_{min}}{\sigma_{ua}\left(\dfrac{l_p}{h}\right)}}$ [cm] (9.53)	Pentru M_{t2} = ct.
	$\left(\dfrac{D_p}{h}\right)_{min} = 4{,}5\ldots8$; $\left(\dfrac{l_p}{h}\right) = 3{,}2$; $\sigma_{ua} = 200-40\left(\dfrac{l_p}{h}\right)$. [N/cm²]	
2. Calculul grosimii și lățimii primitive	$h = D_{min}\left(\dfrac{h}{D}\right)_{min}$; $l_p = 3{,}2\ h$	Se alege cureaua din tabelul 9.7
3. Calculul diametrelor roților	*Variatoare cu un disc de diametru variabil* $D_{p1max} = D_{p1min}\,G$; $D_{p1min}\,i_{max} = D_{p2}$; $D_{p1} = D_{p2min}/i_{min}$; $D_{p2min}\,G = D_{p2max}$	Pentru M_{t1} = ct., D_{p1min} — relația (9.52); Pentru M_{t2} = ct., D_{p2} — relația (9.53)
	Variatoare cu 2 discuri de diametru variabil $D_{p2max} = D_{p1min}\,i_{max}$;	D_{p1min} — rel. (9.52) Pentru M_{t1} = ct. A și L valori preliminare pentru distanța axială și lungimea curelei
	$D_{p1max} = \dfrac{A}{(1-i_{min})^2}\cdot$ $\cdot\left[\sqrt{\pi^2(i_{min}+1)^2+4\left(\dfrac{L}{A}-2\right)(1-i_{min})^2}-\right.$ $\left.-\pi\,(i_{min}+1)\right]$	
	$D_{p2min} = D_{p1max}\ i_{min}$	
	Variatoare cu 2 discuri de diametre variabile $D_{p1max} = \dfrac{D_{p2min}}{i_{min}}$; D_{p2min} — (rel. (9.53))	Pentru M_{t2} = ct.

Scanned with OKEN Scanner

Tabelul 9.6 (continuare)

Etapa de calcul	Relația de calcul	Observații
1	2	3
	$D_{p2max} = \frac{A}{\left(1-\frac{1}{i_{max}}\right)^2} \cdot \left[\sqrt{\pi^2\left(\frac{1}{i_{max}}+1\right)^2+4\left(\frac{L}{A}-2\right)\left(1-\frac{1}{i_{max}}\right)^2}-\pi\left(\frac{1}{i_{max}}+1\right)\right]$ $D_{p1min} = \frac{D_{p2max}}{i_{max}}$ *Variatoare cu 2 discuri de diametre variabile și reglare simetrică* $D_{p2min} = D_{p1min}$ (după rel. 9.52 sau 9.53) $D_{p2max} = D_{p1max} = \sqrt{G} \cdot D_{p1,2min}$	A și L valori preliminare
4. Diametrele de construcție ale discurilor reglabile (fig. 9.13)	$D_{1,2} = D_{p1,2max} + 2\ b$ $D_{i_{1,2}} = D_{p1,2min} - 2\ (h-b)$	
5. Distanța axială	$A > 0{,}6\ (D_{p1max} + D_{p2max})$	
6. Lungimea primitivă a curelei	$L_p = 2A + \frac{\pi}{2}(D_{p1min} + D_{p2max}) + \frac{(D_{p2max}-D_{p1min})^2}{4\ A}$ (9.54) Se standardizează conform STAS 7503-66	
7. Recalcularea distanței axiale	A se recalculează cu L_p standardizat	
8. Deplasarea axială a discurilor de diametre variabile	*Variatoare cu reglare asimetrică cu 2 discuri de diametru variabil* $S_1 = 0{,}5\ (D_{p1max} - D_{p1min})\ \text{tg}\ \frac{\alpha_c}{2}$ $S_2 = 0{,}5\ (D_{p2max} - D_{p2min})\ \text{tg}\ \frac{\alpha_c}{2}$ *Variatoare cu 1 disc reglabil și cele cu reglare simetrică cu 2 discuri de diametru variabil (fig. 9.13, b)* $S = 0{,}5\ (D_{pmax} - D_{pmin})\ \text{tg}\ \frac{\alpha_c}{2}$	Este necesar ca $S \leqslant 0{,}95\ l_p$ și $2\ S_{1,2} \leqslant 0{,}95\ l_p$
9. Calculul sistemului de apăsare	Se determină forța axială de apăsare (rel. 9.50) și se calculează sistemul de apăsare	

Tabelul 9.7



Alegerea diferitelor tipuri de curele

Tipul curelei	W 16	W 20	W 25	W 32	W 40	W 50	W 63	W 80	W 100
l_p, în mm	16	20	25	32	40	50	63	80	100
h, în mm	5	6,5	8	10	13	16	20	25	32
b, în mm	1,7	2,1	2,5	3,1	3,9	4,8	5,9	7,3	9,1

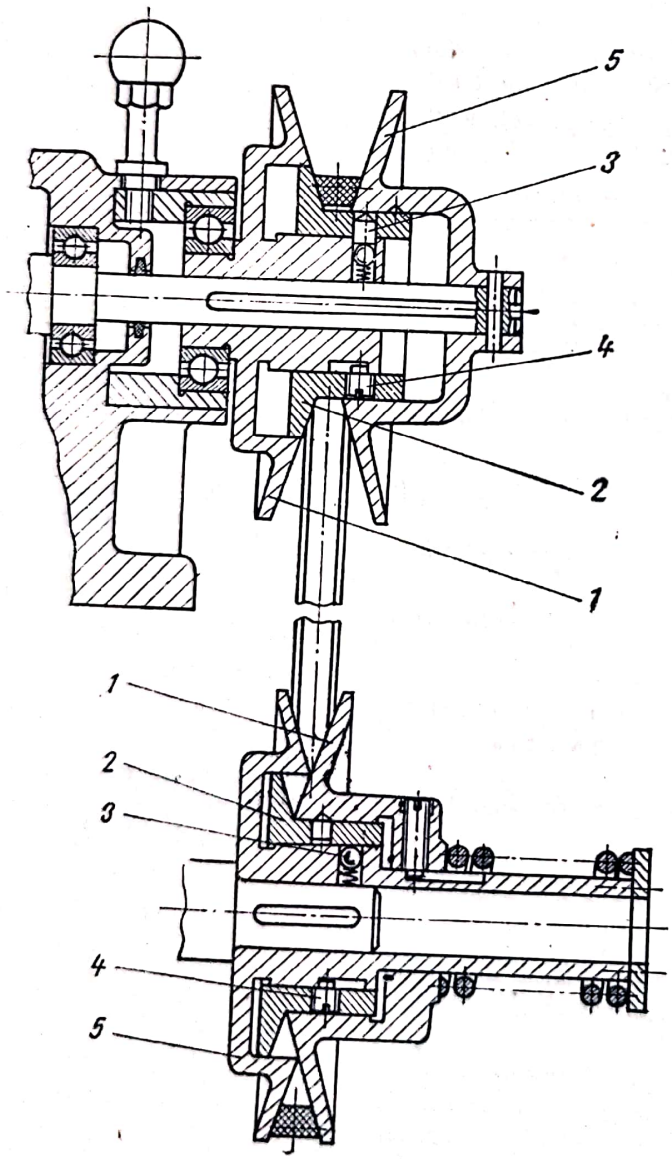


Fig. 9.14. Variatorul cu curea trapezoidală tip duo cu discuri compuse.

9.2.6. Tipuri constructive de variatoare cu element intermediar flexibil

Literatura de specialitate [56, 92] prezintă o mare varietate de tipuri constructive pentru variatoare cu element intermediar flexibil.

În figura 9.14 se prezintă ansamblul unui variator cu curea trapezoidală clasică, realizat după principiul variatoarelor duo cu discuri compuse, avînd o roată cu diametrul variabil comandat şi una cu revenire forţată. Discurile *1* şi *2* sînt deplasabile, în timp ce discurile *5* sînt fixe pe arbori. Ştifturile *3* şi limitatoarele *4* asigură poziţia relativă corespunzătoare a discurilor *1* şi *2*. Domeniul de reglare, $G = 2 \ldots 2{,}2$.

Figura 9.15 prezintă un variator cu lanţ de tip PIV (Positive infinitely variable). Lanţul (*1*) se înfăşoară pe discurile (*2*) şi (*3*). Suprafaţa activă a discurilor este pre-

Scanned with OKEN Scanner

văzută cu o dantură cu profil liniar avînd dinţi de înălţime mică (1—2 mm), constantă pe lungimea generatoarei discurilor (unghiul flancurilor este 60°). Pasul danturii este variabil în lungul generatoarei. Varierea turaţiei este asigurată prin modificarea razei de înfăşurare a lanţului pe discurile (*2*) şi (*3*), ca urmare a deplasării axiale a acestora. Lanţul pentru aceste variatoare este reprezentat în figura 9.16. Eclisele *1* ale zalelor se execută din oţel de mare rezistenţă. Grupele de eclise sînt nituite între ele, cu posibilitatea de a se roti faţă de bolţuri. În locaşul alungit din eclise se introduce o colivie *3* din tablă, asigurată contra deplasării axiale prin proeminenţa *6* îndoită după montaj. În interiorul fiecărei colivii există pachete de 20 — 25 lamele *2*, cu grosime variabilă astfel că între feţele de contact se formează unghiul θ. Lamelele de lungime l_p sînt teşite la capete după unghiul de

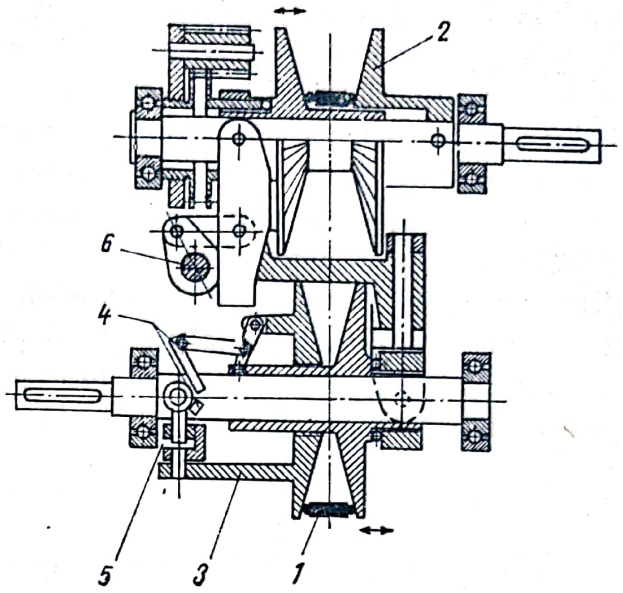


Fig. 9.15. Variatorul cu lanţ tip PIV.

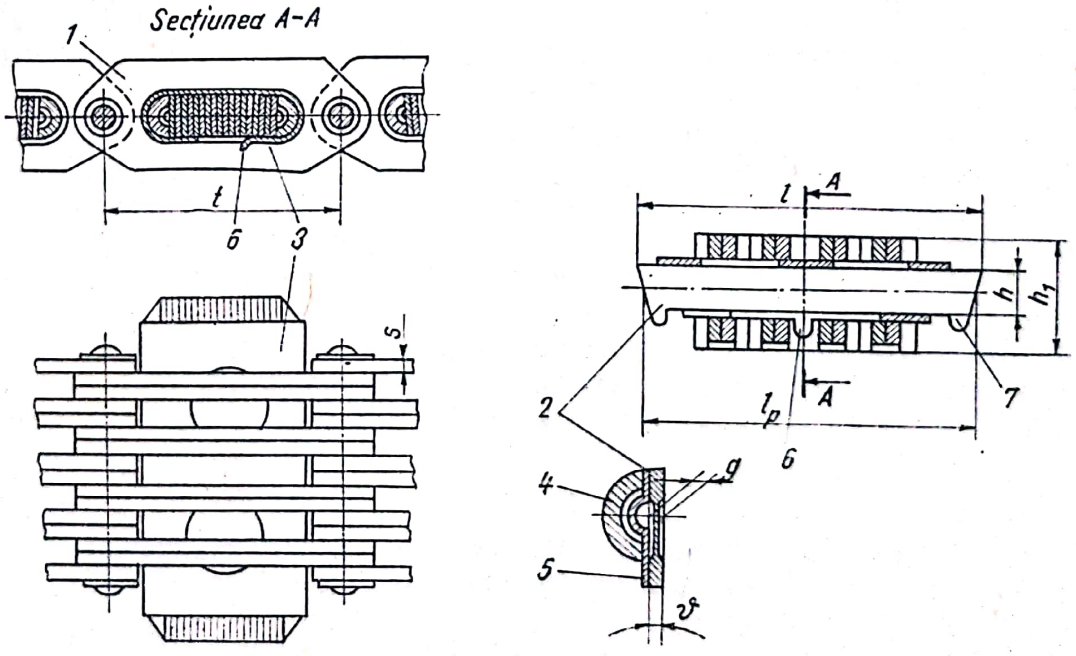


Fig. 9.16. Construcţia lanţului pentru variatorul cu lanţ.

Scanned with OKEN Scanner

înclinare a generatoarei discurilor. Ciocurile *7* limitează deplasarea axială a lamelelor față de colivie. Piesele semicilindrice *4*, care au un canal longitudinal închis la capete, mărginesc pachetele de lamele și împiedică ieșirea lor din colivia *3*, datorită lamelelor de capăt *5* care au o proeminență ce intră în canalul pieselor *4* [56, 92].

Discurile pe care se înfășoară lanțul cu lamele se montează pe arbori astfel ca în dreptul unui dinte de pe un disc să corespundă un gol pe celălalt disc. La înfășurarea lanțului, lamelele ce ajung în dreptul dintelui pe un disc sînt deplasate axial în golul discului opus. În acest fel lanțul cu lamele devine cu pas variabil, în funcție de raza de înfășurare pe discuri.

Scanned with OKEN Scanner

10

TRANSMISII PRIN ANGRENAJE

10.1. GENERALITĂŢI

Angrenajul este un mecanism cu roţi dinţate care serveşte la transmiterea directă şi forţată a mişcării de rotaţie de la un arbore conducător la un arbore condus. Roţile dinţate sînt organe de maşini care au la periferia lor dinţii dispuşi în mod regulat pe suprafeţele teoretice (în general de revoluţie) numite suprafeţe de rostogolire. Roata dinţată montată pe arborele conducător se numeşte pinion şi se roteşte cu turaţia n_1, iar roata dinţată condusă, montată pe arborele condus, se roteşte cu turaţia n_2.

Procesul continuu de contact între dinţii roţilor conjugate ale unui angrenaj în vederea asigurării mişcării neîntrerupte a celor două roţi dinţate, se numeşte angrenare.

Angrenajul poate transmite mişcarea de rotaţie în ambele sensuri, fapt posibil prin utilizarea dinţilor cu flancuri simetrice. Clasificarea angrenajelor este prezentată în tabelul 10.1, *a* şi în figurile 10.1, 10.2 şi 10.3.

Angrenajele formează o categorie de organe de maşini foarte des utilizate în cele mai diverse construcţii de maşini şi utilaje, ca urmare a avantajelor lor: raport de transmitere constant; durabilitate şi siguranţă în funcţionare; dimensiuni şi gabarit reduse; posibilitatea de a transmite puteri într-un domeniu larg de viteze şi rapoarte de transmisie; randament ridicat (ajungînd la 0,995).

Dezavantajele angrenajelor sînt: necesitatea unei precizii înalte de execuţie şi montaj; funcţionare cu zgomot la viteze ridicate; limitarea la o serie de rapoarte de transmitere deoarece numărul de dinţi trebuie să fie un număr întreg.

10.2. ELEMENTE DE BAZĂ DIN GEOMETRIA ŞI CINEMATICA ANGRENAJELOR ÎN EVOLVENTĂ

Teoria generală a angrenării stabileşte condiţia (legea) pe care trebuie s-o îndeplinească profilul ales pentru dinţi, astfel ca transmiterea mişcării

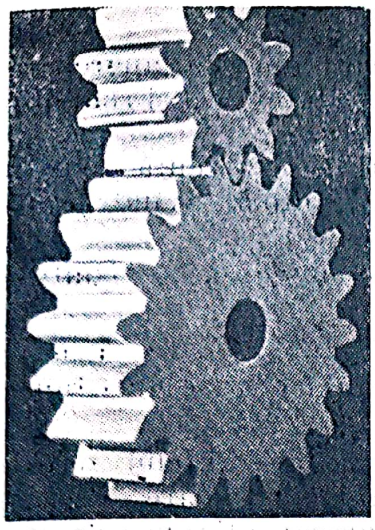
Tabelul 10.1, a

Clasificarea angrenajelor

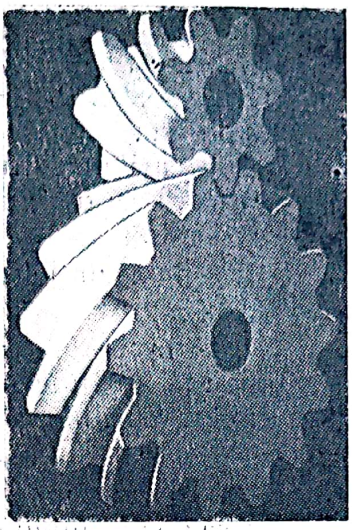
Criteriul de clasificare	Tipuri de angrenaje	Observații
1) Poziția relativă a axelor mișcării de rotație	angrenaje cu axe paralele	Fig. 10.1, *a, b, c*
	angrenaje cu axe concurente	Fig. 10.1, *c*
	angrenaje cu axe încrucișate	Fig. 10.1, *d*
2) Felul suprafețelor de rostogolire	angrenaje cu suprafețe de rostogolire de revoluție : — cilindrice — conice — hiperbolice — toroidale	
	angrenaje la care suprafețele de rostogolire nu sînt de revoluție	
3) Poziția relativă a suprafețelor de rostogolire	angrenaje exterioare	Fig. 10.1
	angrenaje interioare	Fig. 10.2
4) Forma dinților roților componente	angrenaje cu dinți drepți	Fig. 10.1, *a*
	angrenaje cu dinți înclinați	Fig. 10.1, *b*
	angrenaje cu dinți curbi	Fig. 10,3, *a*
	angrenaje cu dinți în V, Z sau W	Fig. 10,3, *b*
5) Felul contactului între flancuri	angrenaje cu contact liniar	
	angrenaje cu contact punctiform	
6) Profilul dinților	angrenaje cu profil în evolventă	
	angrenaje cu profil în cicloidă	
	angrenaje cu profil în arc de cerc sau alte profile	
7) Modul de mișcare a axelor geometrice ale arborilor	angrenaje cu axe fixe	
	angrenaje planetare sau cu axe mobile	

să se facă într-un raport constant $i_{12} = \frac{n_1}{n_2}$. Această lege fundamentală pentru angrenare, cere ca normala comună la profilul dinților în punctul de contact să treacă prin polul angrenării (P) figura 10.5. Profilele dinților care satisfac această condiție se numesc profile conjugate. Cel mai răspîndit tip de profil este cel evolventic, datorită următoarelor avantaje :

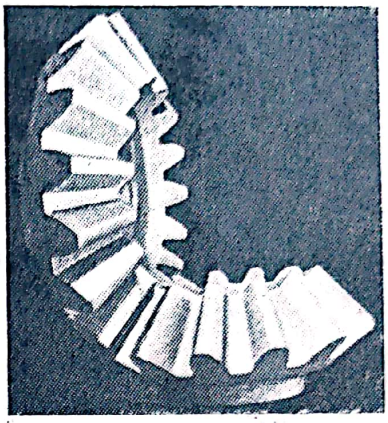
— angrenajul cu dinți în evolventă nu este sensibil la abaterile distanței dintre axe, deoarece profilele dinților conjugați fiind evolvente rămîn



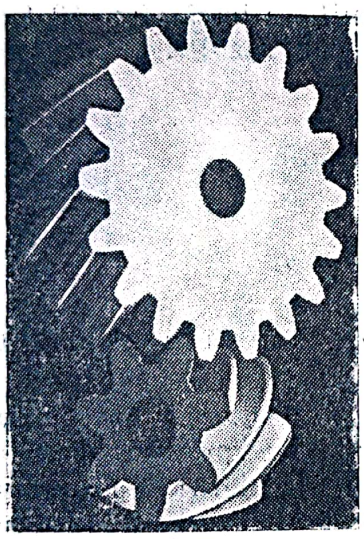
a



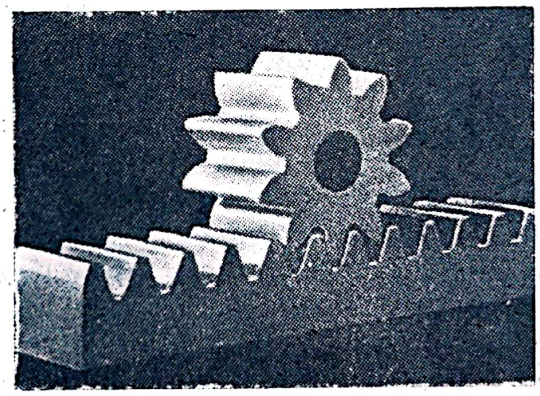
b



c



d



e

Fig. 10.1. Tipuri de angrenaje cilindrice și conice.

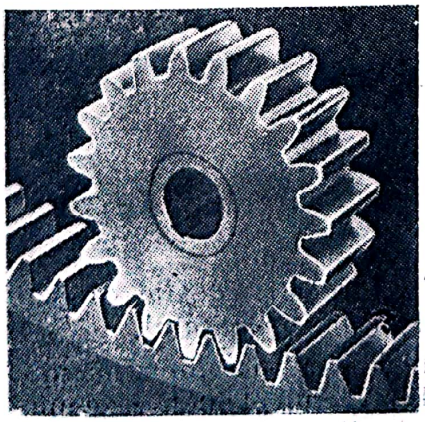
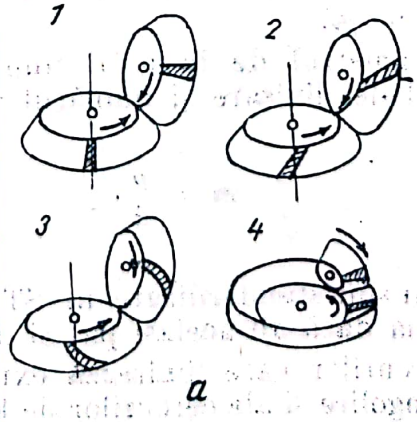
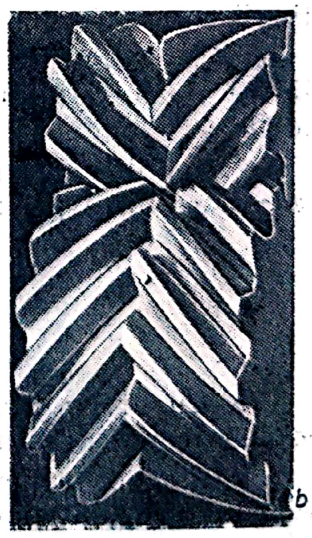


Fig. 10.2. Angrenaj interior.



a



b

Fig. 10.3. *a* — Tipuri de angrenaje conice; *b* — Angrenaj în V.

Scanned with OKEN Scanner

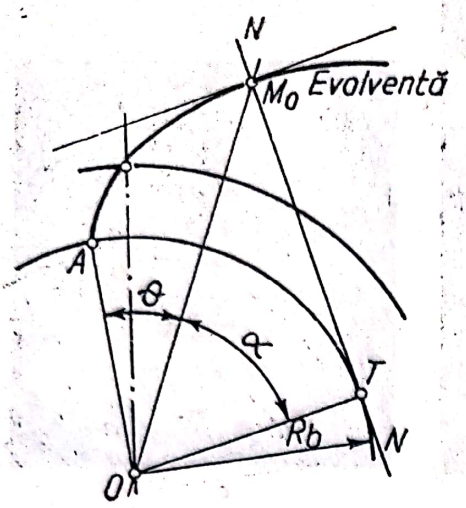


Fig. 10.4. Construcția evolventei.

în contact pe o nouă linie de angrenare dar raportul de transmitere nu-și schimbă valoarea;

— roțile cu dinți în evolventă se pot prelucra cu o sculă simplă, avînd profil rectiliniu;

— angrenajele evolventice se controlează ușor;

— dantura evolventică poate fi ușor corijată în funcție de cerințele unei funcționări optime.

Profilul evolventic al dintelui reprezintă o porțiune din curba care este descrisă de un punct oarecare aflat pe o dreaptă (NN) care se rostogolește fără alunecare pe un cerc numit de bază (fig. 10.4).

Din figura 10.4 rezultă

$$\theta + \alpha = \frac{\widehat{AT}}{OA} = \frac{M_0T}{OT} = \operatorname{tg}\alpha,$$

sau

$$\theta = \operatorname{tg}\alpha - \alpha = \operatorname{inv}\alpha = \operatorname{ev}\alpha. \qquad (10.1)$$

Funcția $\operatorname{inv}\alpha$ (involut α) sau evolvent de α (ev α) se dă în tabelul 10.1, *b* pentru unghiul $\alpha = 20\cdots45°$.

Unghiul α format de raza corespunzătoare punctului de pe evolventă (M_0) (fig. 10.4) și tangenta la curba evolventei în punctul considerat (M_0) se numește unghi de presiune. Dacă punctul considerat de pe evolventă coincide cu polul angrenării, unghiul α se va numi unghi de angrenare (fig. 10.5).

Elementele geometrice ale angrenajelor sînt cuprinse în STAS 6522-62 și 915-73. Dintre acestea se amintesc cele mai importante, așa cum rezultă din figura 10.5.

a) Pasul danturii p, măsurat pe cercul de divizare, reprezintă distanța dintre două flancuri omoloage consecutive; pasul măsurat pe cercul de bază se notează cu p_b.

b) Modulul — parametrul de bază al unui angrenaj — este definit ca raport între pasul de divizare și numărul π:

$$m = \frac{p}{\pi}. \qquad (10.2)$$

Valorile modulului sînt standardizate în STAS 822-61. Roțile dințate conjugate pot angrena dacă au același pas și deci același modul.

c) Diametrele cercurilor care limitează exterior și interior dantura, ale cercurilor de rostogolire și ale cercurilor de bază, sînt elemente geometrice care se pot exprima în funcție de numărul de dinți și modul.

Scanned with OKEN Scanner

Valorile funcției involut de α [30]

α	Ordinul de mărime	0′	5′	10′	15′	20′	25′	30′	35′	40′	45′	50′	55′
20	0,0	14904	15098	15293	15490	15689	15890	16292	16296	16502	16710	16920	17132
21	0,0	17345	17560	17777	17996	18217	18440	18665	18891	19120	19350	19583	19817
22	0,0	20054	20292	20533	20775	21019	21266	21514	21765	22018	22272	22529	22788
23	0,0	23049	23312	23577	23845	24114	24386	24660	24936	25214	25495	25778	26062
24	0,0	26350	26639	26931	27225	27521	27820	28121	28424	28729	29037	29348	29660
25	0,0	29975	30293	30613	30935	31260	21587	21917	32249	32583	32920	33260	33602
26	0,0	33947	34294	34644	34997	35352	35709	36069	36432	36798	37166	37537	37910
27	0,0	38287	38666	39047	39432	39819	40209	40602	40997	41395	41797	42201	42607
28	0,0	43017	43430	43845	44264	44685	45110	45537	45967	46400	46837	47276	47718
29	0,0	48164	48612	49064	49518	49976	50437	50901	15368	51838	52312	52788	53268
30	0,0	53751	54238	54728	55717	56217	56720	57226	57736	57736	58249	58765	59285
31	0,0	59809	60336	60866	61400	61937	62478	63022	63570	64122	64677	65236	65799
32	0,0	66264	66934	67507	68084	68665	69250	69838	70430	71026	71626	72230	72838
33	0,0	73449	74064	74684	75307	75934	76565	77200	77839	78483	79130	79781	80437
34	0,0	81097	81760	82428	83100	83777	84457	85142	85832	86525	87223	87925	88631
35	0,0	89342	90052	90777	91502	92230	92963	93701	94443	95190	95942	96698	97459

Scanned with OKEN Scanner

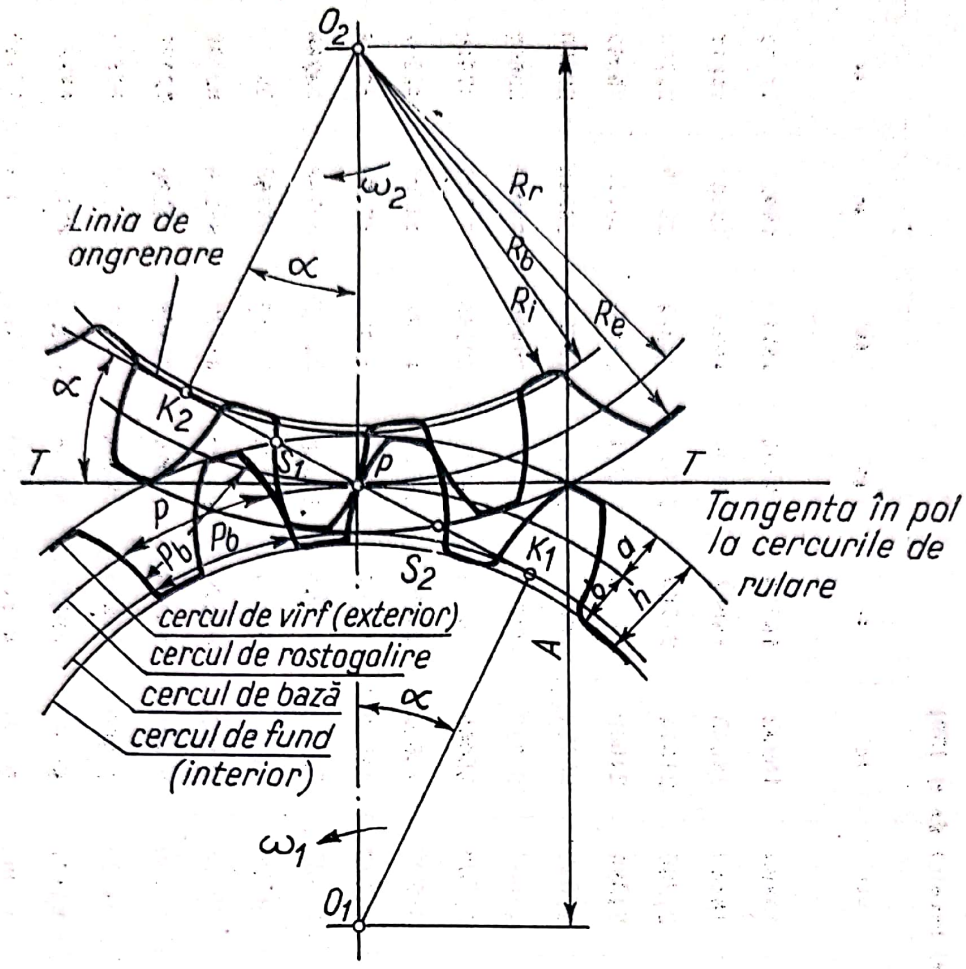


Fig. 10.5. Elementele geometrice ale angrenajelor cilindrice, cu dinți drepți.

d) Înălțimea dintelui h, reprezintă semidiferența între diametrele exterior și interior ale roții.

e) Distanța axială care reprezintă cea mai scurtă distanță între axele celor două roți ce formează angrenajul (distanța O_1O_2, fig. 10.5). Valoarea distanței axiale se standardizează, utilizînd indicațiile din STAS 6055-68.

În procesul de funcționare, punctul de contact al flancurilor conjugate ale roților dințate descrie o traiectorie în planul fix, care se numește linie de angrenare. Segmentul S_1S_2 se numește lungimea efectivă a liniei de angrenare (vezi fig. 10.5). Punctele S_1 și S_2 de intersecție ale cercurilor exterioare ale roților cu linia de angrenare, marchează începutul și sfîrșitul angrenării a doi dinți conjugați; se numesc puncte limită de contact. Gradul de acoperire al angrenajului prezintă sub aspect fizic numărul mediu de perechi de dinți aflate în angrenare și poate fi calculat cu relația

$$\varepsilon = \frac{\text{Arcul de angrenare}}{\text{Pasul pe cercul de rostogolire}} = \frac{\text{Segmentul de angrenare } S_1S_2}{\text{Pasul de bază } p_b}, \qquad (10.3)$$

unde p_b este pasul măsurat pe cercul de bază. Pentru ca angrenarea să fie continuă, mișcarea uniformă și raportul de transmitere constant, este necesar ca gradul de acoperire $\varepsilon > 1$.

Scanned with OKEN Scanner

Profilul evolventic al dintelui, pentru un anumit unghi de angrenare, depinde de numărul de dinți. Dacă numărul de dinți este infinit, evolventa se transformă într-o dreaptă și se ajunge astfel la profilul dinților cremalierei.

Forma și dimensiunile profilului normal al danturilor în evolventă sînt definite de o cremalieră numită de referință prezentată în STAS 821-75 și 7967-67. Profilul cremalierei de referință este dat în figura 10.6.

Dreapta de rostogolire a cremalierei se confundă cu tangenta numită linie de referință și formează cu normala NN același unghi de angrenare α_0. Pasul cremalierei de referință p_0 este constant pe orice înălțime a dintelui. Presupunînd că și la roata condusă diametrul crește la ∞ se va obține o cremalieră cu profil identic cu a celei conducătoare. Rezultă că două roți cu profil evolventic vor angrena între ele dacă fiecare din ele angrenează cu aceeași cremalieră de referință. Profilul evolventic al dinților roții poate fi executat cu ajutorul unei scule numită cremalieră-sculă sau sculă-pieptene, iar metoda de prelucrare se numește prin rostogolire, sau rulare.

Elementele cremalierei de referință sînt:

— înălțimea totală a dintelui, $h_0 = a_0 + b_0 = 2f_0m + W_0m = m(2f_0 + W_0)$;

— înălțimea capului dintelui, $a_0 = f_0m$;

— înălțimea piciorului dintelui, $b_0 = a_0 + c_0$;

— jocul radial $c_0 = W_0m$.

S-a notat cu $f_0 = 1$, coeficientul de înălțime al capului dintelui (STAS 821-75) și cu $W_0 = 0{,}25$ — coeficientul jocului radial (STAS 821-75).

Coeficientul f_0 se poate lua sub valoarea 1, practic 0,75 sau 0,8, pentru construcții speciale de roți dințate cu dinți mai robuști și deci mai rezistenți la șocuri (cutii de viteză, tractoare).

Roțile dințate se pot prelucra și prin metoda copierii, care azi este utilizată rar și numai pentru roți cu modul mare. Scula are în acest caz profilul golului.

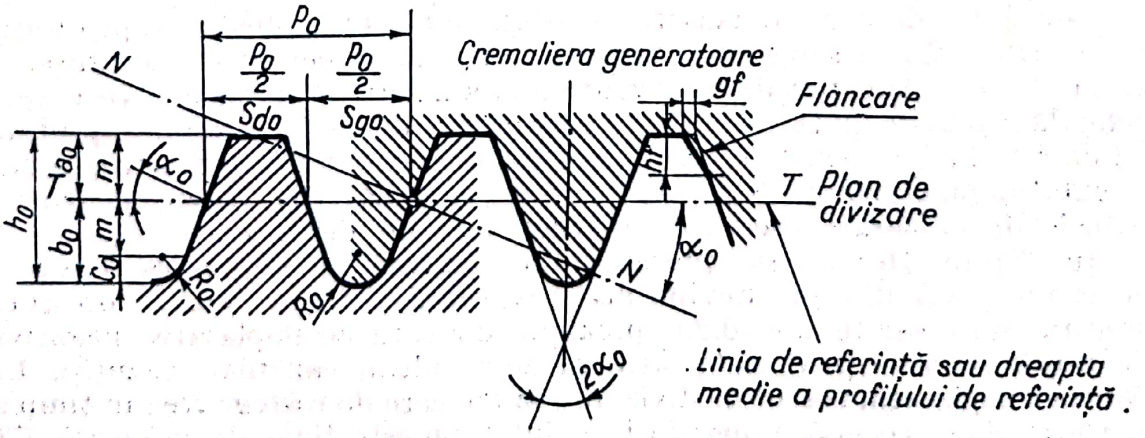


Fig. 10.6. Cremaliera de referință.

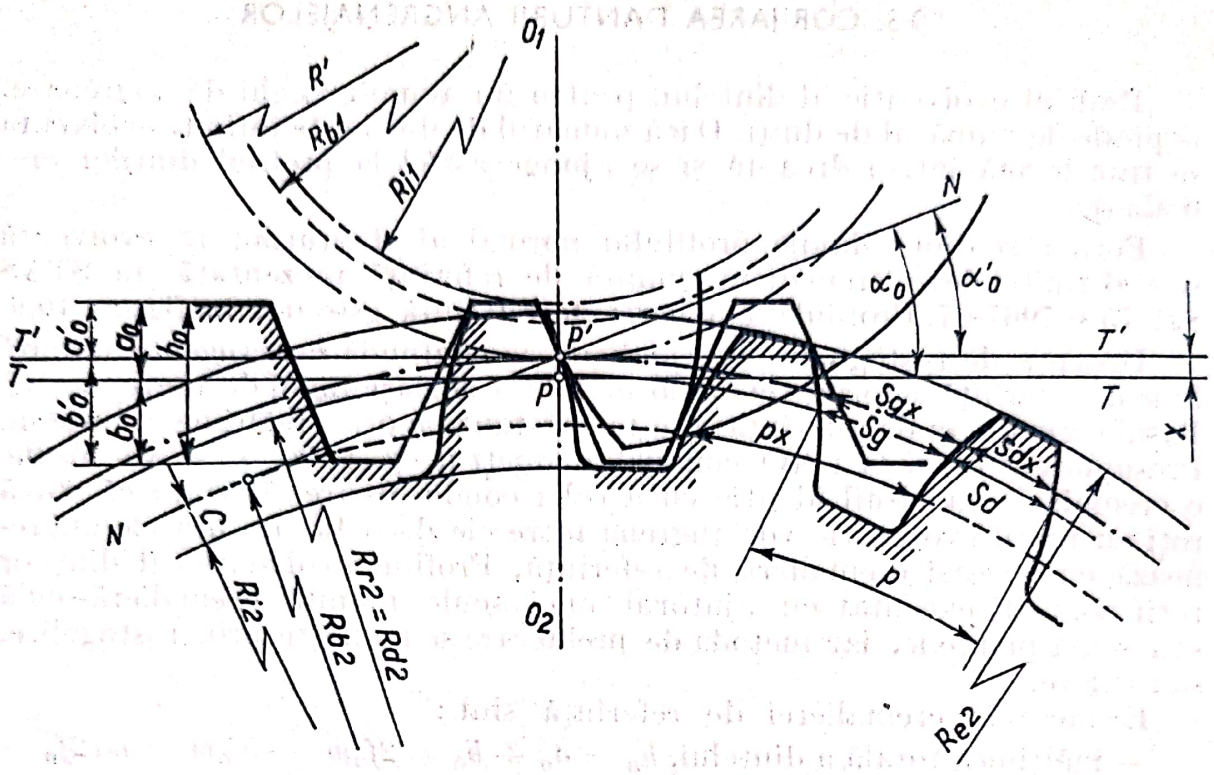


Fig. 10.7. Corijarea danturii.

La procedeul de fabricare a roţilor dinţate prin rostogolire are loc în timpul execuţiei angrenarea sculei-cremalieră cu roata ce se prelucrează. Angrenarea normală are loc atîta timp cît scula-cremalieră pătrunde în semifabricat pînă cînd linia sa de referinţă, TT, cuprinsă în planul de divizare (fig. 10.6), devine tangentă la cercul, respectiv la suprafaţa de rostogolire în polul angrenării P (fig. 10.7). Se realizează astfel roţile dinţate cu profil normal (nedeplasat), sau cu dantura zero şi corespunzător, angrenaje normale, nedeplasate sau angrenaje zero. Caracteristic acestor angrenaje este faptul că cercurile de rostogolire sînt tangente şi identice cu cercurile de divizare ($D_r = D_d$). Unghiul de angrenare al acestor roţi este identic cu unghiul normal de angrenare al profilului de referinţă al cremalierei $\alpha = \alpha_0 = 20°$, spre deosebire de roţile cu profil deplasat la care $\alpha \neq \alpha_0$.

Roţile cu dantură deplasată se obţin cînd linia medie a profilului de referinţă TT a sculei nu mai este tangentă la cercul de divizare, ci la un alt cerc. Dreapta de rostogolire a cremalierei de referinţă va fi tangentă la cercul de divizare, iar între această dreaptă şi linia medie a profilului de referinţă va exista o distanţă notată cu x, numită deplasarea sculei şi exprimabilă prin multiplu de modul ($x = \xi m$) (fig. 10.8). ξ poartă numele de deplasare specifică sau coeficient de deplasare.

În figura 10.8,*a* este prezentată o dantură cu deplasare pozitivă de profil (baza dintelui devine mai rezistentă); figura 10.8,*b* prezintă dantura zero, iar figura 10.8,*c* prezintă dantura cu deplasarea negativă de profil (rezistenţa dintelui este în acest ultim caz mai scăzută). La dantura deplasată, cercul de divizare rămîne cerc de rostogolire; în timpul execuţiei danturii însă, tangenta în polul P nu este linia de referinţă TT a cremalierei ci o paralelă a ei distanţată cu cota x.

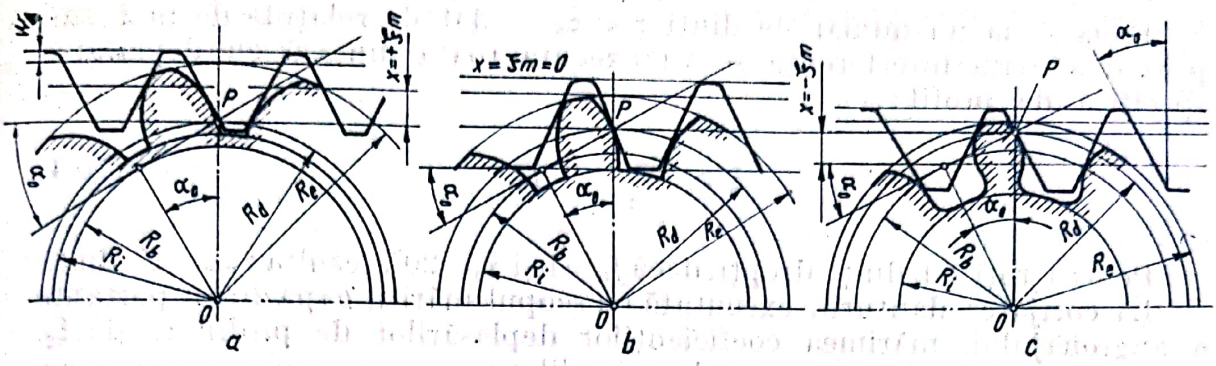


Fig. 10.8. Profilul dinților la roțile dințate: *a* — corijate pozitiv; *b* — necorijate; *c* — corijate negativ.

Din cele prezentate rezultă că la deplasarea pozitivă a profilului, dreapta de referință TT a cremalierei se deplasează către vîrful dinților roții, iar la deplasarea negativă, această dreaptă se deplasează spre piciorul dinților roții considerate.

Pentru a îmbunătăți comportarea angrenajului, deplasarea profilului se poate face diferit pe cele două roți:

a) $\xi_s = \xi_1 + \xi_2 = 0$ ($\xi_1 = -\xi_2$); se spune că angrenajul este executat cu dantură compensată, deoarece în acest caz se schimbă doar raportul dintre înălțimile capului și piciorului dinților, unghiul de angrenare în funcționare rămîne egal cu cel de prelucrare iar distanța axială $A = A_0$ este distanța axială elementară.

b) $\xi_s = \xi_1 + \xi_2 \neq 0$; dantura este executată cu deplasările specifice $\xi_1 \neq \xi_2$ pozitîve, sau negative, în funcție de cerințele impuse angrenajului. Distanța axială A, în acest caz diferă de distanța axială elementară A_0 și unghiul de angrenare α nu coincide cu unghiul de prelucrare α_0.

Mărimea deplasărilor de profil nu poate fi aleasă arbitrar ci respectînd condițiile următoare:

— evitarea interferenței în timpul prelucrării sau funcționării;

— evitarea ascuțirii dintelui roții pe cercul exterior;

— menținerea gradului de acoperire $\varepsilon > 1{,}2$.

Necesitatea deplasării profilului danturii este legată de îmbunătățirea condițiilor de lucru ale angrenajului. Alegînd pentru profilul dintelui o porțiune corespunzătoare a evolventei, se modifică razele de curbură ale flancurilor și comportarea la oboseală superficială a flancurilor se îmbunătățește; în același timp, grosimea dintelui la baza sa se modifică, ceea ce duce la o rezistență crescută față de solicitarea de încovoiere a dinților. De asemenea corijarea danturii este metoda care permite utilizarea unor roți cu număr de dinți sub z_{min} (17), la care în mod normal ar apărea interferența danturii:

$$z_{min} = \frac{2f_0}{\sin^2\alpha_0} \text{ — dantură dreaptă;}$$

$$z_{min} = \frac{2f_0 \cos\beta_0}{\sin^2\alpha_0} \text{ — dantură înclinată.}$$

Dacă se ia un număr de dinţi $z < z_{min}$ dat de relaţiile de mai sus, pentru a evita interferenţa se va executa roata dinţată cu deplasarea specifică de profil :

$$\xi \geqslant \frac{z_{min} - z}{z_{min}} f_0. \qquad (10.4)$$

Pentru roţi cu dinţi drepţi, dacă $f_0 = 1$ şi $\alpha_0 = 20°$, rezultă $z_{min} = 17$ dinţi.

La corijarea danturii, executată cu scopul măririi capacităţii portante a angrenajului, mărimea coeficienţilor deplasărilor de profil ξ_1 şi ξ_2, date în tabelul 10.2, corespunde criteriilor :

Tabelul 10.2

Valorile coeficienţilor deplasărilor de profil

z_2	z_1												Criterii
	12		15		18		22		28		34		
	ξ_1	ξ_2	ξ_1	ξ_2	ξ_1	ξ_2	ξ_1	ξ_2	ξ_1	ξ_2	ξ_1	ξ_2	
18	0,30	0,61	0,34	0,64	0,54	0,54	—	—	—	—	—	—	C
	0,57	0,25	0,64	0,29	0,72	0,34	—	—	—	—	—	—	I
	0,49	0,35	0,48	0,45	0,54	0,54	—	—	—	—	—	—	UG
22	0,30	0,66	0,38	0,75	0,60	0,64	0,68	0,68	—	—	—	—	C
	0,62	0,28	0,73	0,32	0,81	0,38	0,95	0,39	—	—	—	—	I
	0,53	0,38	0,55	0,54	0,60	0,63	0,67	0,67	—	—	—	—	UG
28	0,30	0,88	0,26	1,04	0,40	1,02	0,59	0,94	0,86	0,86	—	—	C
	0,70	0,26	0,79	0,35	0,89	0,38	1,04	0,40	1,26	0,42	—	—	I
	0,57	0,48	0,60	0,63	0,63	0,72	0,71	0,81	0,85	0,85	—	—	UG
34	0,30	1,03	0,13	1	0,30	1,30	0,48	1,20	0,80	1,08	1,01	1,01	C
	0,76	0,22	0,83	0,34	0,93	0,37	1,08	0,38	1,30	0,36	1,38	0,34	I
	0,60	0,53	0,63	0,72	0,67	0,82	0,74	0,90	0,85	1,00	1,00	1,00	UG
42	0,30	1,30	0,20	1,53	0,29	1,48	0,40	1,48	0,72	2,33	0,90	1,30	C
	0,75	0,21	0,92	0,32	1,02	0,36	1,18	0,38	1,24	0,31	1,31	0,27	I
	0,63	0,67	0,68	0,88	0,69	0,94	0,76	1,03	0,28	1,12	1,00	1,16	UG
50	0,30	1,43	0,25	1,65	0,32	1,63	0,43	1,60	0,64	1,60	0,80	1,58	C
	0,58	0,16	0,97	0,31	1,05	0,36	1,22	0,42	1,22	0,25	1,25	0,20	I
	0,63	0,77	0,66	1,02	0,70	1,11	0,76	1,17	0,91	1,26	1,00	1,31	UG
65	0,30	1,69	0,26	1,87	0,41	1,89	0,53	1,80	0,70	1,84	0,83	1,79	C
	0,55	0,35	0,80	0,04	1,10	0,40	1,17	0,36	1,19	0,20	1,23	0,15	I
	0,64	1,00	0,67	1,22	0,71	1,35	0,76	1,44	0,88	1,56	0,99	1,55	UG
80	0,30	1,96	0,30	2,14	0,48	2,08	0,61	1,99	0,75	2,04	0,89	1,97	C
	0,50	0,54	0,73	0,15	1,14	0,40	1,15	0,26	1,16	0,12	1,19	0,07	I
	0,63	1,18	0,67	1,36	0,71	1,61	0,76	1,73	0,87	1,85	0,98	1,81	UG
100	0,30	2,90	0,36	2,32	0,52	2,31	0,65	2,19	0,80	2,26	0,94	2,22	C
	0,53	0,76	0,71	0,22	1,00	0,28	1,12	0,22	1,14	0,08	1,15	0,01	I
	0,65	1,42	0,66	1,70	0,71	1,90	0,76	1,98	0,86	2,12	0,97	2,15	UG
125	—	—	—	—	—	—	0,75	2,43	0,83	2,47	1,00	2,46	C
	—	—	—	—	—	—	1,11	0,21	1,12	0,07	1,20	0,09	I
	—	—	—	—	—	—	0,76	2,86	0,86	2,40	0,92	2,40	UG

Scanned with OKEN Scanner

— rezistență maximă la presiune de contact (C);
— rezistență maximă la încovoiere și egalizarea rezistențelor dinților la pinion și roată din același material (I);
— rezistență maximă la uzură și gripare (egalizarea alunecărilor specifice în punctele unde începe și se termină angrenarea) (UG).

Pentru valorile ξ_1 și ξ_2 date în tabelul 10.2, grosimea maximă admisibilă a dinților pe cercul exterior s-a luat 0,25 m, iar valoarea minimă a gradului de acoperire $\varepsilon = 1{,}2$.

În ultima vreme se utilizează pentru stabilirea cît mai corectă a valorilor ξ_1 și ξ_2, care să îndeplinească cerințele pretinse angrenajului, contururile de blocare date pentru diferite perechi de roți dințate (fig. 10.9). Curbele care delimitează conturul au următoarele semnificații: *1* — curba limită la care se produce interferența la roata z_2; *2* — curba limită la care punctul de începere a profilului util coincide cu punctul de început al subtăierii la z_1; *3* — curba limită la care se produce subtăierea la roata z_1; *4* — curba limită pentru care $\varepsilon = 1$; *5* — curbele limită pentru care se produce interferența la roata z_1; *6* — curba limită la care dintele pinionului z_1 se termină în vîrf ($S_{e1} = 0$); *7* — curba limită la care punctul de începere a profilului util coincide cu punctul de începere a subtăierii la z_2; *8* — zona angrenării extrapolare. În interiorul conturului există curbele: $\varepsilon = 1{,}2$ (dacă se alege ξ_1 și ξ_2 deasupra acestei curbe, $\varepsilon < 1{,}2$); curba $\eta_1 = \eta_2$, pentru care alunecările relative maxime sînt egalizate; curbele *a* și *b*, pentru care se obține rezistența maximă la încovoiere a dinților; curbele $S_{e1} = 0{,}4$ m și $S_{e1} = 0{,}25$ m, pentru care grosimea dinților pe cercul exterior este 0,4 m sau 0,25 m. Linia *9* reprezintă limita de subtăiere la roata z_2. Zonele hașurate sînt interzise.

În interiorul contururilor de blocare se trasează și liniile $\delta_1 = 10{,}0$ și $\delta_2 = 20{,}0$, care delimitează porțiunile ce asigură amplasarea polului în zona de angrenare dublă la roata *1*, sau roata *2*.

Contururile de blocare permit să se reprezinte totalitatea variantelor de angrenaje posibile din punct de vedere teoretic și în același timp să se compare între ele și să se aleagă varianta optimă pentru cazul considerat. Spre exemplu: punctul *L* reprezintă un angrenaj corijat corespunzător sub aspectul criteriului de contact, dar care are gradul de acoperire $\varepsilon < 1{,}2$ deoarece este situat deasupra liniei $\varepsilon = 1{,}2$ din conturul de blocare.

Folosirea contururilor de blocare cere stabilirea prealabilă a criteriilor

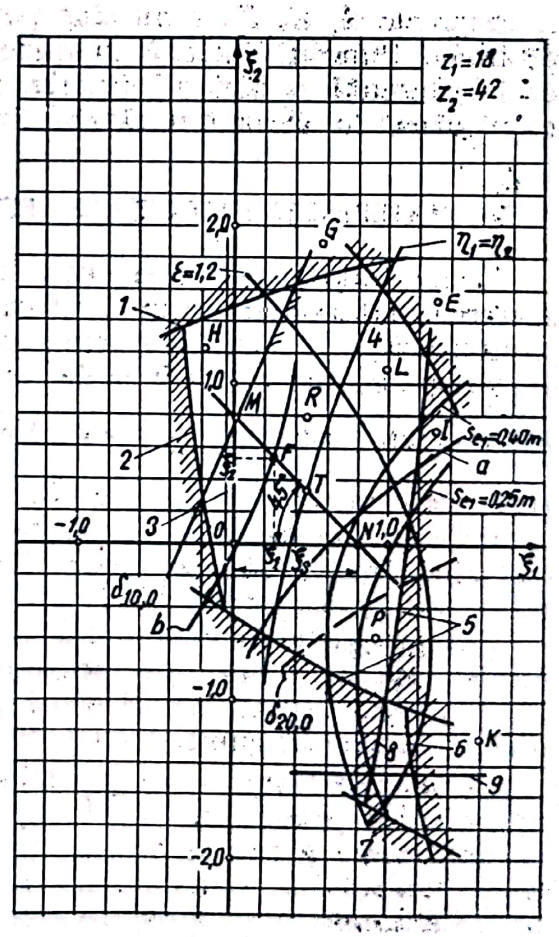


Fig. 10.9. Conturul de blocare.

în raport cu care se face corijarea sau felul de degradare posibilă a angrenajului.

Dacă se presupune că din calculul de corijare pentru menținerea unei distanțe axiale impuse A, se determină $\xi_s = \xi_1 + \xi_2$, pentru stabilirea coeficienților ξ_1 și ξ_2 se procedează în felul următor: se reprezintă pe ambele axe valoarea ξ_s și se unesc punctele obținute, M și N. Orice punct de pe dreapta MN satisface condiția $\xi_1 + \xi_2 = \xi_s$, dat. Se va căuta ca să se aleagă drept ξ_1 și ξ_2 coordonatele punctelor de intersecție a dreptei MN cu una din liniile caracteristice pentru un criteriu de corijare. De exemplu coordonatele punctului F vor îndeplini condiția inițială $\xi_1 + \xi_2 = \xi_s$ și în același timp asigură rezistența maximă la încovoiere pentru roata condusă, deoarece F reprezintă intersecția dreptei MN cu linia b. Punctul T, de intersecție a dreptei MN cu linia $\eta_1 = \eta_2$, va asigura pe lîngă condiția ξ_s dat și egalizarea alunecărilor specifice la cele două roți.

În cazul cînd ξ_1 și ξ_2 s-au ales anticipat, contururile de blocare ne arată dacă alegerea a fost corespunzătoare sub alte aspecte. Angrenajul reprezentat prin punctul R corespunde tuturor parametrilor geometrici dar nu este corespunzător sub aspectul criteriului de contact (R se află sub curba $\varepsilon = 1{,}2$).

Angrenajul plasat în punctul H are o subtăiere a dinților la roata z_1, cel din P are o grosime insuficientă a dintelui pe cercul exterior la roata 1. Angrenajele G, E, K, I nu sînt potrivite, deoarece sînt situate în afara profilului. Punctul E indică un angrenaj cu $\varepsilon < 1$, punctul I — un angrenaj cu interferență la piciorul dintelui roții 1, iar punctul K arată că angrenajul situat în această zonă are dinții ascuțiți la prima roată (fig. 10.9).

10.4. MATERIALELE UTILIZATE PENTRU EXECUȚIA ROȚILOR DINȚATE

Roțile dințate se pot executa dintr-o gamă foarte largă de materiale. Alegerea materialelor în mod cît mai rațional, cere cunoașterea sarcinilor ce urmează a fi transmise prin dantură, durata totală de funcționare a angrenajului, caracteristicile de rezistență ale materialelor, forma semifabricatului $\left(\text{raportul } \frac{B}{D}\right)$ etc. Metodica de alegere a materialelor este prezentată în detaliu la capitolul 2.

Principalele materiale utilizate la confecționarea roților dințate sînt oțelurile, fontele, alama, bronzul și materialele plastice de tipul textolitului, poliamidei etc.

Din grupa oțelurilor se folosesc: oțeluri carbon de calitate STAS 880-66, oțeluri aliate de cementare și oțeluri aliate superioare STAS 791-66, oțel turnat STAS 600-74, iar uneori la roți puțin solicitate, oțeluri carbon obișnuit, STAS 500-68.

În ultimul timp, în scopul înlocuirii metalului se caută introducerea materialelor plastice în construcția de angrenaje, acolo unde condițiile de exploatare a roților dințate permit acest lucru. Aceste materiale de tipul textolitului, lignofolului, bachelitei, poliesterilor, poliamidei etc., prezintă avantajul de a reduce zgomotul din angrenaje. Ele pot fi utilizate în domeniul de temperatură limitat la 80—100°C și în condiții în care

Scanned with OKEN Scanner

lipsește umiditatea, deoarece sînt higroscopice și își modifică dimensiunile în urma absorbției de apă.

Materialele metalice de tipul oțelurilor și fontelor se supun tratamentelor termice în scopul măririi cifrelor de rezistență precum și pentru a îmbunătăți comportarea flancurilor dinților la diversele forme de uzură.

Duritatea flancurilor pinioanelor trebuie să fie ceva mai mare decît duritatea roților conduse pentru a preveni pericolul gripării suprafețelor flancurilor active ale angrenajului și pentru a asigura pinionului o durată de funcționare apropiată de cea a roții cu care angrenează. În tabelul 10.3 se dau indicații privind alegerea durității la pinion și la roată, după AGMA 210.02—1965.

În tabelul 10.4. se indică — în funcție de condițiile de lucru — principalele calități de oțeluri utilizate la roți dințate. În tabelele din capitolul 2 se dau caracteristicile cele mai importante pentru materialele folosite pentru ro-

Tabelul 10.3

Indicații pentru duritate la pinion și roată

Duritatea pinionului HB	Duritatea roții HB
210	180
245	210
265	225
285	245
300	255
315	270
335	285
350	300

Tabelul 10.4

Oțeluri utilizate pentru angrenaje [30]

Tipul și condiții de funcționare ale angrenajului	Oțelurile și tratamente termice recomandate
Foarte greu solicitate (viteze periferice mari — 12 m/s — și presiuni specifice foarte mari, combinate cu șoc)	Oțeluri de cementare aliate (13 CN 33; 18 MoCN 13; 20 MoN 35; 18 MoCN 06; 21 MoMC 12; 21 TMC 12), cementare pe adîncime mai mare de 1,5 mm și călite la (58-62) HRC în suprafață și (30—40) HRC în miez.
Greu solicitate; viteze periferice și presiuni specifice mari; șoc	Oțeluri de cementare aliate (13 CN 30; 15 MoMC 12; 18 MC 10; 15 C 08), cementate pe adîncimea de 1,0—1,5 mm sau carbonitrurate pe adîncimea de 0,6—0,8 mm și călite la (55—60) HRC în suprafață și (20—30) HRC în miez.
Mediu solicitate; viteze periferice mijlocii ($v = 8—12$ m/s), presiuni specifice mari; șoc	Oțeluri carbon și aliate (OLC 40 S; OLC 45 S; 40C 10; 41 MoC 11), îmbunătățite la (30 — 35) HRC și călite superficial la (50—55) HRC, 50 VC 11, 40BC10.
Mediu solicitate; viteze mijlocii și mici ($v = 4—8$ m/s); presiuni specifice mari; fără șoc	Oțeluri aliate (35CMS 13; C10; 50VC 11; 41 MoC 11) îmbunătățite global la (45—50) HRC; pentru mărirea rezistenței la uzare se poate aplica cianizarea pe adîncimea de 0,20—0,3 mm, cu călire directă și revenire joasă (55 HRC în strat și 40—50 HRC în miez), sau îmbunătățirea la (40—45) HRC, urmată de călire superficială la (52—56) HRC; excepție oțelul (35 CMS13), care — în schimb — poate fi călit izoterm

Scanned with OKEN Scanner

Tabelul 10.4 (continuare)

Tipul și condițiile de funcționare ale angrenajului	Oțelurile și tratamente termice recomandate
Slab solicitate, viteze mijlocii (6—12 m/s); presiuni specifice mici, șoc.	Oțeluri carbon de cementare (OLC 15; OLC 10), cementate pe adîncimea de 0,6—1 mm și călite la 55—60 HRC în suprafață sau carbonitrurate pe adîncimea de 0,4—0,6 mm și călire direct
Slab solicitate: viteze mici ($v < 6$ m/s); presiuni specifice mici; cu sau fără șoc.	Oțeluri carbon sau aliate (OLC 55; OLC 45; 35 M 16; 40 C 10; 27 MS 12; 31 CMS 10; 35 CMS 13), îmbunătățite la (20—25) HRC; oțel carbon sau aliat turnat
Foarte slab solicitate	Oțeluri carbon obișnuite cu 0,25—0,5% C, netratate OL 42; OL 50; OL 60; oțel carbon turnat OT 45; OT 50; fontă turnată
Melci (arbori melcați)	15 C 08; 13 CN 30; 21 MoMC 12; călite și revenite la (58—63) HRC. OLC 45; 40 C 10; 41 CN 12, călite în adîncime și revenire la (45—55) HRC

țile dințate. În tabelul 10.5 se indică unele caracteristici pentru materialele nemetalice utilizate la roți dințate.

Tabelul 10.5

Materiale nemetalice utilizate la angrenaje [30]

Material	Valoarea limită a rezistenței la încovoiere [N/mm²]	Modulul de elasticitate E [N/mm²]	Duritatea HB
Textolit	140—160	(160—100) 10^2	34
Capron	90	(160—200) 10^2	10—14

10.5. ASPECTE ALE UZURII ANGRENAJELOR UTILIZATE ÎN CONSTRUCȚIA DE MAȘINI

Calculul angrenajelor sub aspectul rezistenței trebuie să pornească de la cauzele care pot provoca distrugerea roților dințate. Ținînd seama de complexitatea roților dințate, cauzele care pot provoca scoaterea lor prematură din funcționare sînt multiple. Aceste cauze pot fi grupate în două categorii: cauze care duc la distrugerea flancurilor dinților și cauze care duc la ruperea dinților. Oricare din deteriorările de mai sus poate fi o urmare a unei proiectări și exploatări necorespunzătoare sau a unei tehnologii de fabricație greșită.

Principalele deteriorări care apar la angrenaje sînt cuprinse în schema de mai jos:

Distrugerea flancurilor:
- ciupire (pitting): progresivă / limitată
- gripare
- uzură abrazivă și adezivă
- strivirea flancului
- coroziunea de contact
- fisuri pe flanc
- exfoliere

Scanned with OKEN Scanner

Ruperea dinților { — rupere prin oboseală
— rupere prin suprasarcini
— desprinderi de aşchii

Deteriorările danturii astfel grupate pot apare fie izolate, fie combinate (o deteriorare poate fi cauza alteia), ceea ce complică mult stabilirea adevăratelor cauze ale distrugerii apărute. O clasificare şi caracterizare a deteriorărilor danturii este prezentată în STAS 8741-70.

Calculul de rezistenţă al angrenajelor constă în determinarea dimensiunilor minime şi a condiţiilor de ungere a angrenajului la care nu are loc nici unul dintre fenomenele de deteriorare amintite. Problema stabilirii cauzelor care duc la distrugerea roţilor dinţate prezintă interes şi pentru inginerii de exploatare în vederea asigurării măsurilor de remediere ce se impun în cazul angrenajelor care se deteriorează înainte de vreme.

Ciupirea (pittingul) este principala cauză care duce la scurtarea vieţii unui angrenaj din materiale cu durităţi mici şi mijlocii (HB < 350). Fenomenul se manifestă prin desprinderea unor aşchii fine de pe suprafeţele active ale flancurilor şi apariţia ca urmare a acestor desprinderi, a unor gropiţe localizate cu precădere pe linia polului (fig. 10.10). Mărimea suprafeţei acestor gropiţe ca şi numărul lor duce la abateri mari ale flancurilor dinţilor de la forma corectă şi deci la o angrenare în condiţii necorespunzătoare cu şocuri şi zgomot.

Materialul exfoliat contribuie la o uzură abrazivă a angrenajului ceea ce duce la micşorarea dimensiunilor dinţilor şi chiar la ruperea lor. Ciupirea este un fenomen de oboseală superficială care apare numai în prezenţa lubrifiantului şi care se mai caracterizează prin uzură abrazivă, coroziune de contact, deformaţii superficiale, fenomene termice.

Factorul principal care provoacă fisurile iniţiale este reprezentat de tensiunile tangenţiale sub superficiale produse de forţa normală pe dinte şi de forţa de frecare. Asupra formării ciupiturilor, au o influenţă hotărîtoare prezenţa lubrifiantului şi tensiunii normale.

Mecanismul apariţiei ciupiturilor nu este complet elucidat. Se presupune următoarea evoluţie: forţa de frecare la roata motoare este îndreptată dinspre cercul de rostogolire spre cap şi picior în timp ce la roata condusă este invers, urmarea acestui fapt fiind apariţia unei tendinţe de întindere a stratului superficial la roata motoare şi de compresiune la roata condusă (fig. 10.11), [134].

Rezistenţa la oboseală a materialelor este mai redusă în cazul tensiunilor de întindere, de aceea vor apărea fisuri cu preponderenţă pe flancul dintelui roţii motoare. La depăşirea unei limite a încărcării, fisurile vor fi dirijate spre cercul de rostogolire la roata motoare şi dinspre cercul de rostogolire la roata condusă (fig. 10.12). Uleiul care aderă la suprafaţa

Fig. 10.10. Ciupituri pe flancul dintelui.

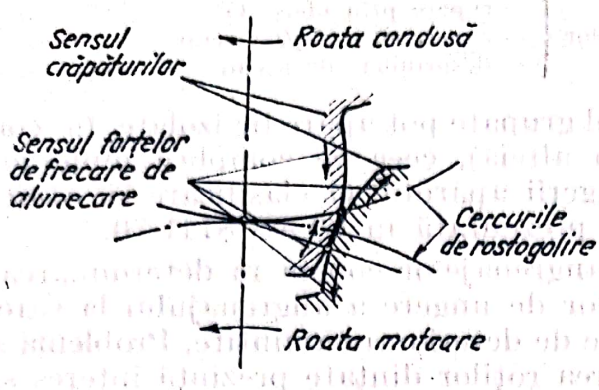


Fig. 10.11. Schema formării ciupiturilor pe flancul dinților.

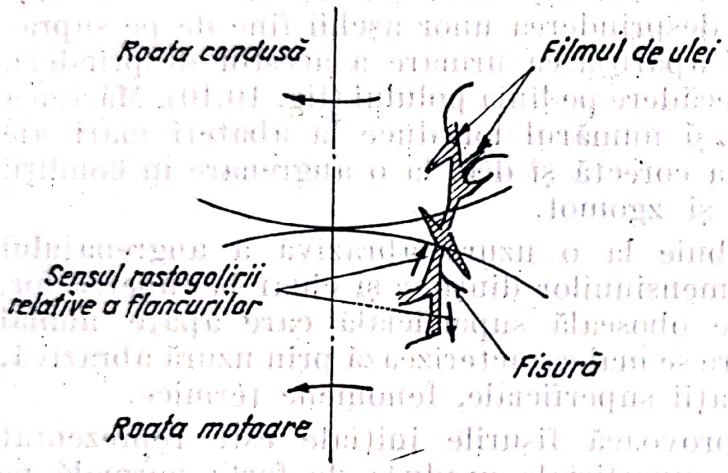


Fig. 10.12. Schema formării ciupiturilor pe flancul dinților.

flancurilor dinților și intră în fisuri datorită sensului de înaintare a punctului de contact al acestor fisuri, va fi presat în crăpăturile de pe piciorul dinților și în același timp va fi expulzat din crăpăturile suprafeței capului dinților (fig. 10.12) [134, 83].

Uleiul pătruns în fisurile piciorului dintelui acționează ca o pană producînd exfolierea materialului dintre crăpături și suprafața flancului dintelui, ajungîndu-se astfel la formarea unei gropițe.

În afara zonei polului, unde ciupiturile apar mai repede și în număr mai mare la pinion ca la roată, mai există o zonă în care apar aceste gropițe și anume zona începutului angrenării singulare unde presiunea pe flancuri este mare.

Formarea ciupiturilor poate fi progresivă și duce în final la distrugerea angrenajului (ciupiturile cresc ca mărime și ca număr) sau ciupire limitată cînd ciupiturile cuprind o parte din suprafața flancului și nu se mai dezvoltă ca mărime și nici nu cresc ca număr. Acest al doilea aspect nu este atît de dăunător ca primul.

Formarea ciupiturilor este întîlnită la roțile dințate utilizate în cutii de viteză (mașini-unelte, tractoare, camioane) sau în carcase închise (reductoare). Se consideră că după acoperirea suprafeței flancurilor active cu ciupituri în procent de peste 2%, roțile dințate nu mai lucrează normal [97, 98, 96].

Griparea reprezintă o formă de distrugere a dinților, cu aspect de sudură, cu adînciturи și zgîrieturi în direcția mișcării de alunecare. Griparea poate apărea imediat ce un angrenaj nou a fost supus la sarcina nominală, dacă nu sînt asigurate condițiile corespunzătoare de ungere (fig. 10.13, *a*). Rugozitatea mare a suprafețelor dinților, alunecările specifice mari cît și abaterile importante de pas și profil contribuie la apariția gripării. Cauzele enumerate mai sus duc la concentrarea sarcinilor pe anumite zone de lucru ale dinților, unde se creează condiții pentru întreruperea filmului de lubrifiant. Griparea poate fi limitată sau poate cuprinde întreaga suprafață a dinților. Griparea pornește la roțile cu dinți drepți

Scanned with OKEN Scanner

din zona de intrare în angrenare a piciorului pinionului sau zonele de angrenare unipară ca şi din zona ieşirii din angrenare a capului pinionului.

Evitarea gripării se poate face utilizînd uleiuri mai vîscoase sau uleiuri aditivate.

Uzura abrazivă şi adezivă se manifestă prin îndepărtarea unor particule fine de pe suprafaţa dintelui datorită alunecării relative între dinţi. Existenţa unor particule abrazive între dinţii în contact accelerează procesul de uzură. Acest tip de uzură este frecvent întîlnit la transmisiile cu roţi dinţate deschise şi însoţeşte celelalte fenomene de uzură în cazul angrenajelor închise în carcase.

Uzura adezivă apare şi în cazul unui lubrifiant curat, dacă are viscozitate mică şi cînd viteza de alunecare este mică deoarece în aceste condiţii nu se poate forma stratul de lubrifiant portant. Uzura adeziv-abrazivă este prezentă şi la roţile durificate şi, în acest caz, consecinţa ei este îndepărtarea stratului superficial durificat.

Strivirea flancului constă în deformarea plastică a profilelor, formîndu-se în zona polului angrenării, pe dinţii pinioanelor, adînciturі, iar pe dinţii roţii conduse, ieşituri. Acest fel de distrugere poate apărea la roţile dinţate din oţeluri moi cu HB < 200, la o ungere insuficientă şi la viteză scăzută. .

Coroziunea de contact poate apărea la roţile dinţate care stau în repaus mult timp sub sarcină. *Fisurile pe flanc* pot apărea ca urmare a unor tensiuni remanente, datorită unor tratamente termice defectuoase.

Exfolierea apare în cazul executării unor tratamente termice greşite, cînd stratul dur se desprinde de pe flancurile active ale dinţilor.

Ruperea dinţilor prin oboseală este cauza principală a scoaterii din uz a roţilor dinţate din materiale dure sau a angrenajelor din materiale plastice. Fenomenul se datoreşte încovoierii repetate a dintelui, ceea ce duce la formarea unor fisuri de oboseală care duc în final la ruperea dintelui. Fisura începe de obicei în zona de racordare a dintelui cu corpul roţii unde se produce o puternică concentrare de tensiuni (fig. 10.13, *b*).

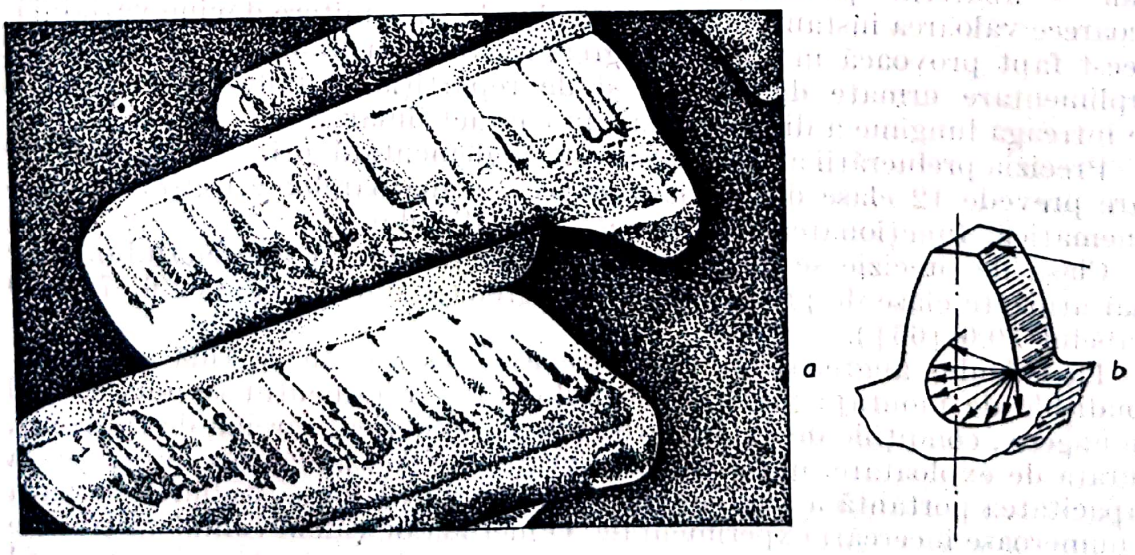


Fig. 10.13. *a* — Griparea roţilor dinţate ; *b* — Ruperea dinţilor prin încovoiere.

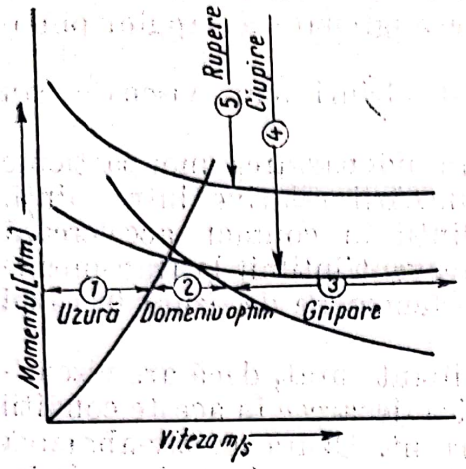


Fig. 10.14. Deteriorările care determină scoaterea din uz a angrenajelor.

Ruperea dinților prin suprasarcini se produce datorită unor supraîncărcări statice sau prin șoc.

Desprinderea de așchii are loc la roțile cementate ca urmare a formării și dezvoltării unor fisuri de oboseală.

Într-o diagramă calitativă viteză — încărcare se pot reprezenta domeniile în care este preponderentă o cauză sau alta a deteriorării angrenajelor (fig. 10.14). În zona *1* este preponderent pericolul de uzură abrazivă, din cauză că pelicula de lubrifiant nu asigură o portanță suficientă. Zona *2* este zona optimă de funcționare a unui angrenaj, cu condiția ca lubrifiantul să fie lipsit de impurități și acizi. Zona *3* corespunde la viteze foarte mari cînd devine preponderent pericolul de gripare, din cauza temperaturilor mari produse de alunecările relative dintre dinți, care au ca urmare scăderi ale viscozității lubrifiantului.

Zona *4* reprezintă zona apariției ciupiturilor, iar zona *5* cea a ruperilor prin oboseală.

10.6. ANGRENAJE CILINDRICE CU DINȚI DREPȚI

10.6.1. Considerații generale de calcul

Buna funcționare a angrenajelor este determinată în principal de precizia prelucrării danturii. O influență importantă exercită asupra modului de funcționare și rigiditatea arborilor, a lagărelor, carcaselor și montajul.

Principalele erori ale execuției danturii sînt cele ale profilului flancurilor și abaterile pasului, care influențează cinematica angrenajului, deoarece valoarea instantanee a raportului de transmitere devine variabilă. Acest fapt provoacă în timpul angrenării apariția unor sarcini dinamice suplimentare urmate de zgomot și de repartiția neuniformă a sarcinii pe întreaga lungime a dinților aflați în contact liniar.

Precizia prelucrării angrenajelor este reglementată prin STAS 6273-60 care prevede 12 clase de precizie pe baza următoarelor criterii : precizia cinematică, funcționarea lină și contactul dinților.

Clasa de precizie se alege în funcție de destinația angrenajului. Cele mai utilizate clase de precizie pentru angrenaje sînt clasele : 5, 6, 7, 8, 9 (tabelul 10.6 [65]).

La calculul angrenajelor cilindrice este necesar să se țină seama de condițiile de montaj : precizia de prelucrare, tratamentul termic, modul de ungere ; condițiile de exploatare : viteza periferică, sarcina de transmis, durata de exploatare, masa roților dințate etc. Acești factori influențează capacitatea portantă a angrenajelor și majoritatea lor se stabilesc pe baza a numeroase încercări experimentale. O metodă de calcul completă trebuie să cuprindă în relații matematice fenomenele ce se petrec în procesul

Scanned with OKEN Scanner

Tabelul 10.6

Clase de precizie utilizate pentru angrenaje

Clasa de precizie	Viteza periferică v (m/s)		Domeniul de utilizare
	dinți drepți	dinți înclinați	
5	Pînă la 30	Pînă la 50	Angrenaje care lucrează la viteze foarte mari (turbine) Mecanisme de divizare Roți etalon pentru controlul roților din clasa a 7-a de precizie
6	Pînă la 15	Pînă la 50	Roțile mecanismelor de divizare ale reductoarelor care lucrează la viteze mari, roți dințate de ansambluri mai importante, de la avioane, mașini-unelte și automobile
7	Pînă la 10	Pînă la 15	Angrenaje care lucrează la viteze destul de mari și sarcini medii și invers Roți dințate ale mecanismelor de avans la mașini-unelte Roți dințate ale reductoarelor obișnuite Roți dințate ale avioanelor și automobilelor
8	Pînă la 6	Pînă la 10	Angrenajele obișnuite folosite în construcțiile de mașini Roți dințate ale mașinilor-unelte care nu intră în lanțul cinematic de divizare Roți dințate ale mecanismelor mai puțin importante de la avioane, automobile, tractoare Roți dințate ale mașinilor de ridicat Roți dințate ale mecanismelor mai importante de la mașinile agricole
9	Pînă la 2	Pînă la 4	Angrenaje care lucrează la viteze mici și cu precizie redusă.

angrenării, în mod cît mai fidel. În prezentul capitol se prezintă considerațiile de calcul bazate pe principalele cauze care duc la distrugerea angrenajelor : ciupirea (pittingul), rezultat al unei stări hertziene de tensiune și ruperea prin încovoierea dintelui, considerînd secțiunea periculoasă la baza dintelui. La ambele solicitări s-a încercat a se adopta recomandările comitetului ISO pentru redactarea metodologiei de calcul a roților dințate și se indică valori numerice pentru factorii de influență după literatura de specialitate cercetată [140, 159, 158, 96, 53, 1, 2, 3, 4, 97, 98, 101].

10.6.2. Forțele ce acționează în angrenajele cilindrice cu dinți drepți

În perioada angrenării, contactul dinților sub presiune se deplasează de la vîrful dinților spre bază și invers la dantura conjugată. Punctul de aplicație al rezultantei presiunilor de contact F_n, avînd direcția normală la profilul evolventic, se deplasează pe flancul activ ; deci direcția rămîne paralelă, suprapusă continuu normalei comune NN (fig. 10.15 și 10.16).

Scanned with OKEN Scanner

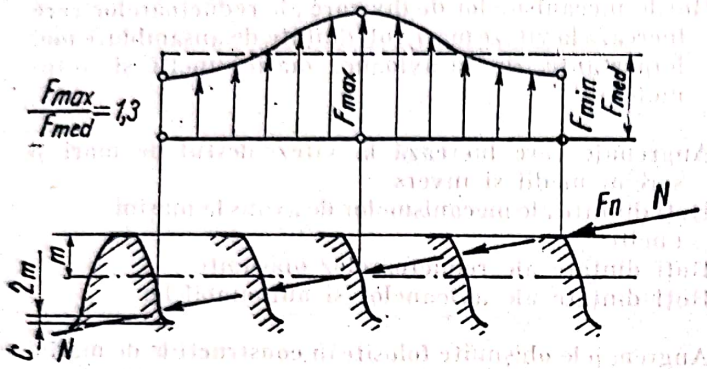


Fig. 10.15. Variația forței normale pe dinte în timpul angrenării.

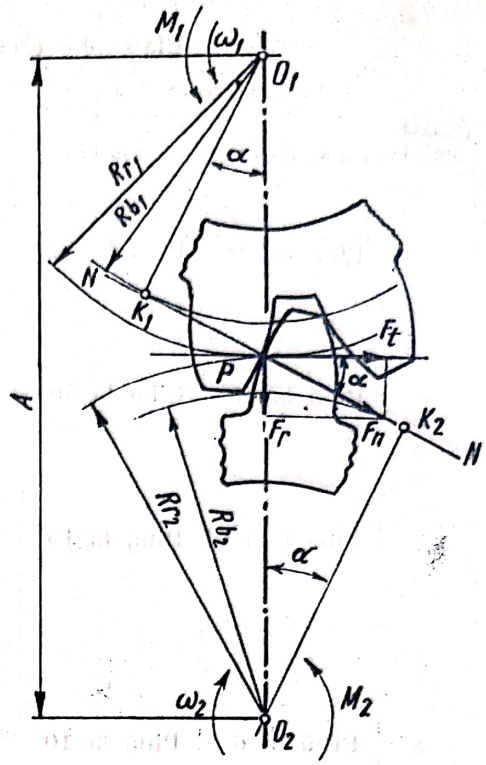


Fig. 10.16. Forțele ce lucrează pe dinții roților cilindrice.

Datorită existenței alunecărilor între flancuri, apar forțe de frecare care însumate cu forța normală F_n, dau o rezultantă ce închide cu direcția normalei comune un unghi egal cu unghiul de frecare. Mărimea acestui unghi este mică și din această cauză forța de frecare în general se neglijează, presupunînd că forța rezultantă din angrenaj acționează după direcția normalei comune la cele două profile în punctul de contact (fig. 10.16).

Forța normală F_n se determină în funcție de puterea P_1 [kW], sau de momentul de torsiune M_{t1} ce lucrează pe pinion [daN·cm], cu relația :

$$F_n = \frac{M_{t1}}{R_{b_1}} = \frac{2M_{t1}}{D_{r_1}\cos\alpha} \quad [\text{daN}], \tag{10.5}$$

unde

$$M_{t1} = 95\,500\,\frac{P_1}{n_1} \quad [\text{daN}\cdot\text{cm}]$$

dacă P_1 se înlocuiește în [kW] și turația pinionului n_1 în [rot/min].

Forța normală F_n se descompune în componentele tangențială F_t și radială F_r :

$$F_t = F_n\cos\alpha = \frac{2M_{t1}}{D_{r_1}}; \tag{10.6}$$

$$F_r = F_n\sin\alpha = F_t\,\text{tg}\alpha. \tag{10.7}$$

Pentru angrenaje cu dantura zero, $\alpha = \alpha_0 = 20°$ şi $D_{r1} = D_{d1}$.

În timpul angrenării, datorită impreciziei de execuţie şi montaj se produc sarcini suplimentare dinamice iar repartiţia sarcinilor pe lungimea dinţilor nu este uniformă, ajungîndu-se la concentrări de sarcini pe anumite porţiuni din dinte. La calculul roţilor dinţate este nevoie să se ia în considerare situaţia reală privind încărcarea dinţilor şi, din această cauză, se va lucra cu o forţă convenţională de calcul F_{nc}, care se presupune constantă în timp şi uniform repartizată pe lungimea dintelui. Sub acţiunea acestei forţe, efortul unitar din dinte este echivalent cu cel produs de sarcina de bază variabilă şi de cea suplimentară.

Puterea de calcul, momentul de torsiune de calcul şi forţa normală de calcul se determină cu relaţiile :

$$P_c = C_F P\,;\; M_{tc} = C_F M_t\,;\; F_{nc} = C_F F_n\,; \tag{10.8}$$

unde : P, M_t şi F_n sînt valorile nominale pentru putere, moment de torsiune şi forţă normală, iar C_F este coeficientul de sarcină.

Coeficientul de sarcină se poate exprima prin relaţia

$$C_F = C_e C'_{din} C_B, \tag{10.9}$$

unde :

C_e este coeficientul de exploatare ;

$C'_{din} = C_{din}\, C_r$ — coeficientul dinamic care ia în considerare efectul forţelor dinamice şi modul de repartiţie a sarcinii pe dinţi, în plan frontal ;

C_{din} — coeficientul dinamic ;

C_r — coeficientul repartiţiei sarcinii pe dinţi în plan frontal ;

C_B — coeficientul repartiţiei sarcinii pe lăţimea dintelui.

Coeficientul de exploatare C_e corectează mărimea sarcinii ce solicită roţile dinţate în funcţie de natura condiţiilor de exploatare. Valori pentru C_e se dau în tabelul 10.7.

Coeficientul dinamic (C_{din}) introduce efectul forţelor dinamice cauzate de imprecizia de execuţie a angrenajelor (abateri ale pasului de bază, abateri ale profilului, excentricitatea danturii), de defectele de montare ca şi de viteza de rotaţie. Se constată că datorită defectelor de prelucrare şi montaj cît şi datorită faptului că dintele este un element elastic cu caracteristică variabilă, la parcurgerea liniei de angrenare se produc acceleraţii şi întîrzieri care au ca efect solicitări dinamice, vibraţii şi zgomote. Literatura de specialitate [96, 99, 158] prezintă diferite relaţii de calcul ale forţelor dinamice şi coeficientului dinamic. Pe baza încercărilor experimentale, ca şi pe baza rezultatelor date în lucrările [53, 158], se prezintă în figura 10.17 diagrama ce serveşte la alegerea coeficientului C_{din}.

Încadrarea angrenajelor din clasele de precizie ISO în preciziile I—IV ce servesc la alegerea valorii C_{din}, se face după indicaţiile date în lucrarea [53] şi tabelul 10.8.

Coeficientul C_r, de repartiţie a sarcinii în plan frontal pe dinţii în angrenare, depinde de tipul solicitării la care se verifică angrenajul ; presiune de contact hertziană sau încovoiere. Valorile sale se vor calcula

Scanned with OKEN Scanner

Tabelul 10.7

Valori pentru coeficientul de exploatare

Mașina de lucru antrenată	Sursa de putere					
	Motor electric, turbină		Motor cu ardere internă policilindric		Motor cu piston monocilindric	
Caracterul sarcinii : uniform ;	Funcționare 12 h/zi	Funcționare 24 h/zi	Funcționare 12 h/zi	Funcționare 24 h/zi	Funcționare 12 h/zi	Funcționare 24 h/zi
Funcționare fără șocuri. Generatoare, turbocompresoare, transportoare cu curele, turbosuflante, melanjoare și agitatoare pentru produse omogene, angrenaje pentru cutii de avans la mașini-unelte.	1	1,05	1,25	1,45	1,5	1,75
Funcționare cu șocuri moderate. Transmisii principale la mașini-unelte. Ventilatoare de mină, pompe cu pistoane multiple, laminoare, melanjoare pentru produse neomogene, macarale grele etc.	1,25	1,45	1,5	1,75	1,5	2,25
Funcționare cu șocuri importante ; prese de ambutisat, ghilotine, laminoare bluming, pompe grele, excavatoare	1,5	1,75	1,75	2,25	2,25	2,85

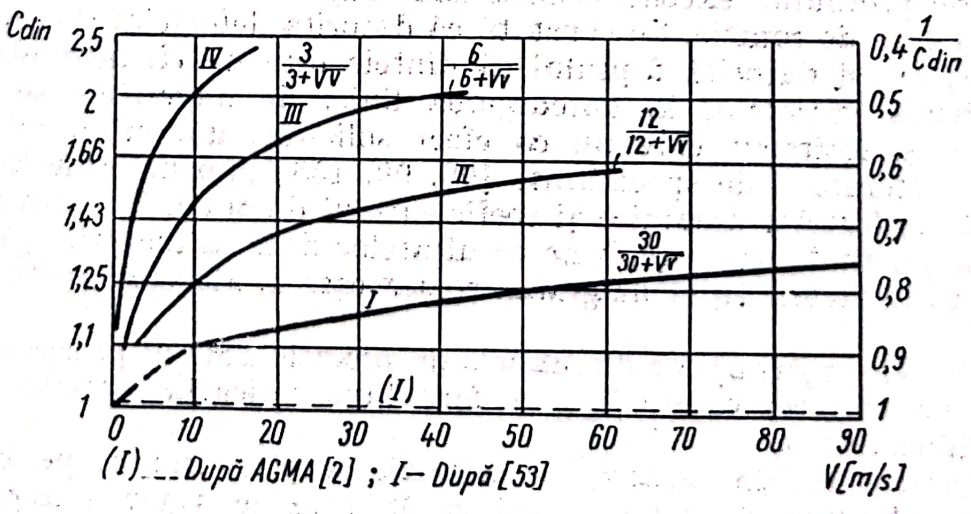


Fig. 10.17. Diagrama coeficientului dinamic.

Tabelul 10.8

Încadrarea angrenajelor după clasele de precizie

Nr. crt.	Precizia	Observații
1	— Precizia I	Roți dințate de înaltă precizie care funcționează la viteze ridicate (angrenaje de turbine, de ex.), prelucrate foarte îngrijit, rectificate, șeveruite, fără tratament termic ulterior. Viteza periferică poate atinge și depăși 100 m/s. În precizia I intră clasele de precizie ISO de la 1 la 4.
2	— Precizia II	Cuprinde clasele ISO 5 și 6 pentru roți dințate de precizie, obținute prin rectificare, șeveruire, fără tratament termic ulterior. Viteza periferică poate avea valori de ordinul a 50 m/s, sau mai mult.
3	— Precizia III	Cuprinde clasele ISO : 7, 8 și 9, pentru roți dințate comerciale, de bună calitate, obținute pe mașini-unelte noi. Viteza periferică poate atinge valori de ordinul a 20 m/s.
4	— Precizia IV	Cuprinde clasele ISO 10—12, pentru angrenaje de calitate mediocră, obținute pe mașini-unelte uzate, cu scule vechi sau montate fără precauții. Viteza periferică de lucru nu depășește 5 m/s, sau, în cazul unui rodaj îngrijit, atinge valori de maxim 10 m/s.

cu relațiile (10.25) și (10.29), date la paragrafele 10.6.3.1. și 10.6.3.2. Coeficientul C_r ia în considerare distribuția inegală a sarcinii pe direcție tangențială, provocată de eroarea pasului [158].

Coeficientul C_B de repartiție pe lățimea dintelui, va ține seama de concentrarea sarcinii pe o porțiune din dinte în cazul unor montaje defectuoase, mai ales dacă raportul între lungimea dintelui B și diametrul de rulare al roții D_{r1} crește. Cu o bună aproximație se poate aprecia că valorile coeficientului C_B sînt aceleași pentru ambele solicitări ale roților dințate și se dau în figura 10.18 [53].

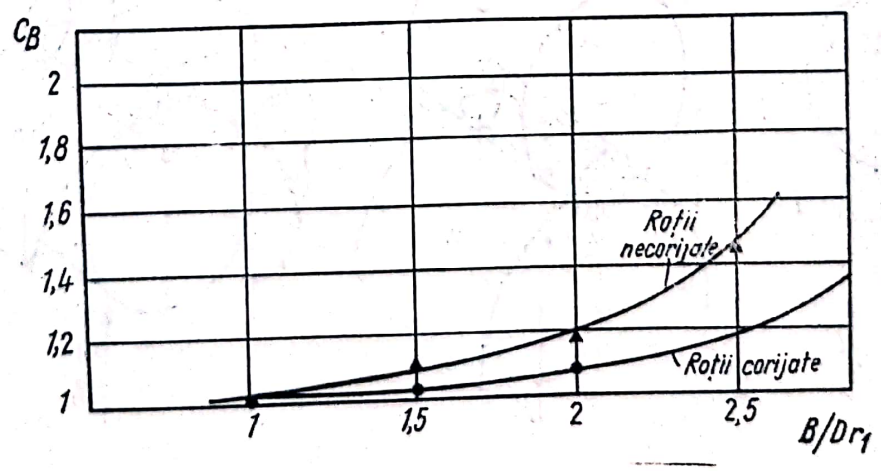


Fig. 10.18. Diagrama coeficientului repartiției sarcinii pe lățimea dintelui, după [53].

Scanned with OKEN Scanner

10.6.3. Calculul de rezistență pentru roțile dințate cilindrice cu dinți drepți

10.6.3.1. Calculul distanței axiale și a modulului pe baza solicitării la presiune de contact

Uzura de tip pitting (ciupirea) este principala cauză care determină ieșirea din funcțiune a angrenajelor cu durități mici sau mijlocii (HB <350). Așa cum s-a arătat, ciupirea este provocată de starea de tensiune în zona de contact a flancurilor dinților. H. Hertz, a studiat problema contactului a două corpuri solide elastice și a calculat presiunea maximă de contact ca și apropierea dintre corpurile în contact sub acțiunea unei forțe exterioare. Relațiile stabilite în „Teoria elasticității" presupun acceptarea următoarelor ipoteze : corpurile sînt omogene și izotrope, materialul corpurilor respectă legea lui Hooke ($E = \text{ct}$), forțele exterioare acționează normal la suprafețe, suprafețele sînt netede, suprafețele de contact care iau naștere sub acțiunea forței exterioare sînt foarte mici în comparație cu suprafața totală, se neglijează forța de frecare dintre suprafețe.

Considerînd două corpuri cu suprafețele exterioare curbe, contactul lor va avea loc inițial după o dreaptă sau un punct. Datorită deformațiilor elastice ale suprafețelor de contact, contactul va avea loc după o suprafață (la contactul a 2 sfere după suprafața unui cerc, fig. 10.19, *a*, la contactul a 2 cilindri după un dreptunghi, fig. 10.19, *b*) [134].

Starea de tensiune care apare pe suprafața de contact și în imediata vecinătate, este triaxială. În cazul contactului a doi cilindri, semilățimea

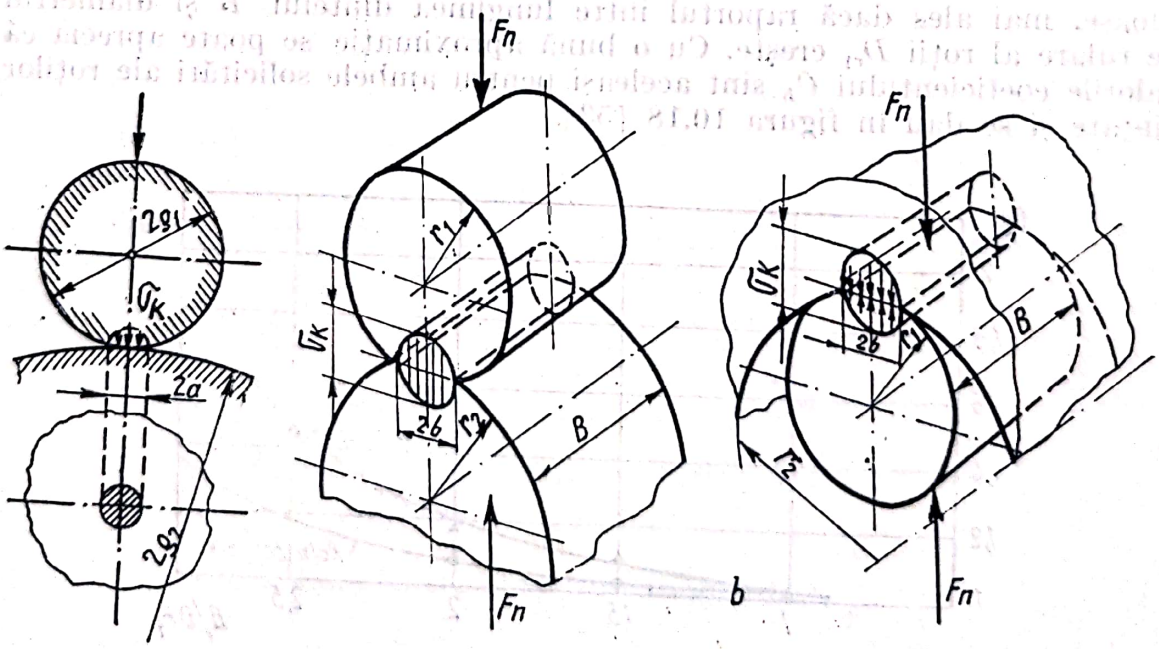


Fig. 10.19. Eforturile unitare de contact: *a* — contactul a două sfere ; *b* — contactul a doi cilindri exteriori și interiori.

b a fişiei dreptunghiulare de contact (dacă coeficientul lui Poisson $\nu = 0{,}3$) este (fig. 10.19, b) [53 şi 134]

$$b = 1{,}52 \sqrt{\frac{F_n \rho}{B E}}, \tag{10.10}$$

iar presiunea de contact maximă [134, 53],

$$\sigma_k = p_{max} = \frac{4F_n}{2\pi B b} = \frac{4F_n}{2\pi B\, 1{,}52 \sqrt{\frac{F_n \rho}{B E}}} = 0{,}418 \sqrt{\frac{F_n E}{B \rho}}. \tag{10.11}$$

În relaţiile (10.10) şi (10.11) s-au folosit notaţiile :

F_n — forţa normală pe suprafaţa de contact a corpurilor ;

B — lungimea cilindrilor în contact ;

E — modulul de elasticitate redus, $E = \frac{2E_1E_2}{E_1+E_2}$;

ρ — raza de curbură redusă calculată în punctul de contact, $\frac{1}{\rho} = \frac{1}{\rho_1} \pm \frac{1}{\rho_2}$

(semnul minus pentru contactul interior fig. 10.19, b).

Presiunea de contact $\sigma_k = p_{max}$, poartă numele de presiune hertziană şi poate fi exprimată în modul cel mai general, pentru contactul a 2 cilindri, prin relaţia [134, 90]

$$\sigma_k = \sqrt{\frac{F_{nc}}{L_k}\left(\frac{1}{\rho_1} \pm \frac{1}{\rho_2}\right) \frac{1}{\pi\left(\frac{1-\nu_1^2}{E_1} + \frac{1-\nu_2^2}{E_2}\right)}}, \tag{10.12}$$

unde :

F_{nc} este forţa normală de calcul, $F_{nc} = F_n C_F$;

L_k — lungimea liniei de contact între cei doi cilindri ;

ρ_1, ρ_2 — razele de curbură ale flancurilor dinţilor în punctul de contact (fig. 10.20) ;

E_1, E_2 — modulele de elasticitate pentru materialele celor două roţi ;

ν_1, ν_2 — coeficienţii lui Poisson pentru materialele roţilor.

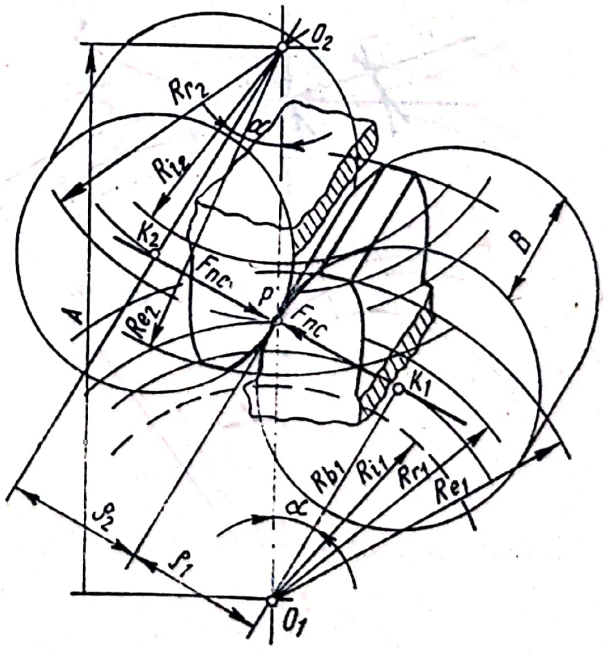


Fig. 10.20. Schema de calcul a eforturilor de contact între dinţi.

În figura 10.20 se prezintă contactul a doi dinţi şi particularizarea elementelor ce intervin în relaţia (10.12), pentru cazul

roţilor dinţate cilindrice cu dinţi drepţi. Se observă că $L_K = B$ şi se consideră că flancurile dinţilor au ca rază de curbură distanţa de la punctul de contact la punctele K_1, respectiv K_2.

Din analiza relaţiei (10.12) rezultă că presiunea σ_k este maximă la începutul şi la sfîrşitul angrenării, cînd una din razele de curbură are valoarea minimă. În figura 10.21 se arată variaţia presiunii de contact de-a lungul liniei de angrenare după curba Γ.

Relaţia (10.12) se mai scrie :

$$\sigma_k = \sqrt{\frac{F_{nc}}{L_k} \cdot \frac{\rho_2 \pm \rho_1}{\rho_1 \rho_2} \cdot \frac{1}{\pi\left(\frac{1-\nu_1^2}{E_1} + \frac{1-\nu_2^2}{E_2}\right)}}. \qquad (10.13)$$

Dacă $\rho_1 \to 0$, sau $\rho_2 \to 0$, valoarea lui σ_k tinde spre o valoare teoretic ∞, în realitate însă această situaţie nu apare din cauza deformaţiilor plastice ale materialului. Deoarece lungimea efectivă a liniei de angrenare este mai mică decît K_1K_2, valorile maxime pentru presiunea σ_k vor apare în punctele de intrare şi ieşire din angrenare, dacă $\varepsilon = 1$ (adică în S_1 şi S_2).

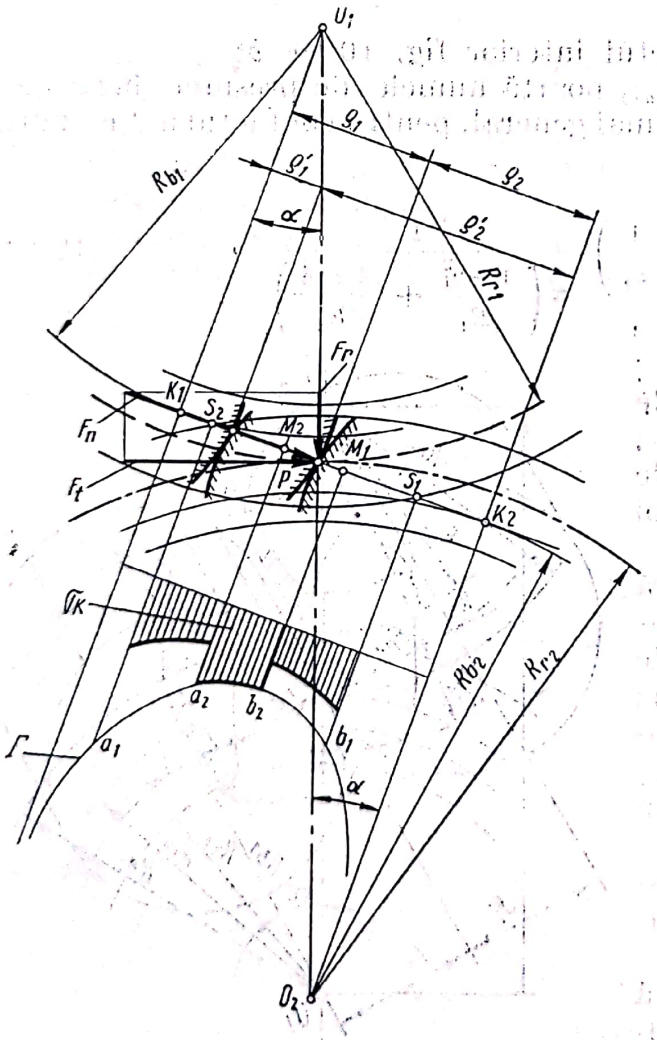


Fig. 10.21. Schema de calcul pentru solicitarea la presiune de contact.

De obicei $\varepsilon > 1$, deci pe porţiunea S_2M_2 şi S_1M_1 sarcina se va repartiza pe două perechi de dinţi, iar pe porţiunea M_2M_1 sarcina va fi preluată de o singură pereche de dinţi. Astfel presiunea de contact maximă va apare în punctele M_1 şi M_2, dar deoarece lungimea M_1M_2 este mică se poate accepta ipoteza că presiunea de contact maximă, lucrează în polul angrenării P. Pe baza acestor considerente ISO recomandă ca poziţie de calcul angrenarea dinţilor în pol.

Înlocuind în relaţia (10.13) valorile :

$$\rho_1 = \frac{D_{r1}\sin\alpha}{2}; \quad \rho_2 = \frac{D_{r2}\sin\alpha}{2};$$

(pe baza fig. 10.21) (10.14)

şi ţinînd seama că

$$i_{12} = \frac{n_1}{n_2} = \frac{D_{r2}}{D_{r1}};$$

$$F_{nc} = \frac{2M_{t1}\,C_F}{D_{r1}\cos\alpha} = \frac{F_t\,C_F}{\cos\alpha}; \qquad (10.15)$$

$$L_k = B;$$

Scanned with OKEN Scanner

se obține

$$\sigma_k = C_\varepsilon \sqrt{\frac{F_t}{BD_{r_1}} \cdot \frac{i_{12}+1}{i_{12}} C_F \cdot \frac{1}{\sin\alpha \cos\alpha} \cdot \frac{2}{\pi\left(\frac{1-\nu_1^2}{E_1} - \frac{1-\nu_2^2}{E_2}\right)}} \quad (10.16)$$

În relația (10.16) s-a luat în considerare și efectul gradului de acoperire asupra modului de repartizare a forței pe dinții în contact, prin introducerea coeficientului C_ε.

Se mai introduc următoarele notații, pe baza recomandărilor comitetului de coordonare ISO, pentru elaborarea metodei de calcul a roților dințate [158, 140, 53]:

— Coeficient geometric, $C_g = \sqrt{\frac{1}{\sin\alpha \cos\alpha}}$ (fig. 10.29); (10.17)

— Coeficient de material, $C_M = \sqrt{\frac{2}{\pi\left(\frac{1-\nu_1^2}{E_1} + \frac{1-\nu_2^2}{E_2}\right)}}$, (10.18)

care pentru $\nu_1 = \nu_2 = 0{,}3$ devine

$$C_M = \sqrt{0{,}35 \frac{2E_1E_2}{E_1+E_2}}, \quad (10.19)$$

iar pentru oțel, $C_M = \sqrt{7550} = 87$, dacă $E = 2{,}15 \cdot 10^4$ [daN/mm²];

— Coeficientul gradului de acoperire după ISO,

$$C_\varepsilon = \sqrt{\frac{4-\varepsilon}{3}}; \quad (10.20)$$

unde ε este gradul de acoperire.

Relația (10.16) devine

$$\sigma_k = \sqrt{\frac{F_t}{BD_{r_1}} \cdot \frac{i_{12}+1}{i_{12}} C_F C_g C_M C_\varepsilon} \leqslant \sigma_{ka} \quad (10.21)$$

și servește la dimensionarea sau verificarea angrenajelor pe baza presiunii de contact.

Pentru determinarea distanței axiale A se fac următoarele înlocuiri în relația (10.21):

$$B = \Psi_A A; \; D_{r_1} = \frac{2A}{i_{12}+1}; \; F_t = \frac{2M_{t1}}{D_{r_1}} = \frac{M_{t1}(i_{12}+1)}{A}.$$

Scanned with OKEN Scanner

Relaţia 10.21 se scrie :

$$\sigma_k = \sigma_{ka} = \sqrt{\frac{M_t(i_{12}+1)^3}{2\Psi_A A^3 i_{12}} C_F C_v C_M C_\varepsilon},$$

sau

$$A = (i+1)\sqrt[3]{\frac{1}{2}\frac{M_{t1} C_F}{\sigma_{ka}^2 \Psi_A i_{12}} C_v^2 C_M^2 C_\varepsilon^2}. \qquad (10.22)$$

În relaţia (10.22) se înlocuieşte M_{t1} în [daN.mm], σ_{ka} în [daN/mm^2], iar A va rezulta în [mm], dacă la calculul coeficientului $C_M = \sqrt{0{,}35\frac{2E_1E_2}{E_1+E_2}}$, E_1 şi E_2 se înlocuiesc în [daN/mm^2].

Pentru determinarea modulului, relaţia (10.21) se transformă prin înlocuirile :

$$B = \Psi_A A = \Psi_m m;$$

$$D_{r_1} = \frac{2A}{i_{12}+1} = mz_1\frac{\cos\alpha_0}{\cos\alpha};$$

în

$$\sigma_k = \sqrt{\frac{2M_{t1}}{\left(mz_1\frac{\cos\alpha_0}{\cos\alpha}\right)^2 \Psi_m m}\cdot\frac{i_{12}+1}{i_{12}} C_F C_v C_M C_\varepsilon} \leqslant \sigma_{ka},$$

sau

$$m = \sqrt[3]{\frac{2M_{t1}\cos^2\alpha\, C_F C_v^2 C_M C_\varepsilon^2}{z_1^2\cos^2\alpha_0\,\Psi_m\,\sigma_{ka}^2}\cdot\frac{i_{12}+1}{i_{12}}} \qquad (10.23)$$

Valorile coeficienţilor de lăţime a dintelui în funcţie de distanţa axială (Ψ_A), sau în funcţie de modul (Ψ_m), se dau în tabelele 10.9 şi 10.10.

Tabelul 10.9

Valorile coeficienţilor de lăţime Ψ_A

Tipul angrenajului	Ψ_A
Angrenaj deschis	0,1—0,3
Angrenaj închis $v = 8$—25 m/s — transmisii rapide $v = 2$—10 m/s — transmisii obişnuite $v = 1$— 3 m/s — transmisii lente	 pînă la 0,3 pînă la 0,6 pînă la 1,0
La reductoarele obişnuite	0,3—0,4
La roţile baladoare din cutiile de viteză	0,12—0,15

Scanned with OKEN Scanner

Tabelul 10.10

Valorile coeficientului de modul Ψ_m

Angrenajul	Ψ_m
Dinți neprelucrați	6
Dinți prelucrați : a) lagăre detașabile b) lagăre în carcasă rigidă c) planetare	 10—20 pînă la 45 8—20

Determinarea cifrelor admisibile pentru presiunea de contact σ_{ka} se va face după indicațiile de la paragraful 10.10.

Relația (10.21) permite și determinarea puterii pe care o poate transmite un angrenaj cilindric cu dinți drepți, pe baza solicitării la presiune de contact, după exprimarea forței tangențiale în funcție de puterea transmisă P :

$$F_t = \sigma_{ka}^2 B D_{r_1} \cdot \frac{i_{12}}{i_{12}+1} \cdot \frac{1}{C_F C_\varepsilon^2 C_\vartheta^2 C_M^2} \text{ [daN]};$$

$$P_{max} = \frac{10^{-6}}{1{,}91} \sigma_{ka}^2 B D_{r_1}^2 \cdot \frac{i_{12}}{i_{12}+1} \cdot \frac{n_1}{C_M^2 C_\varepsilon^2 C_\vartheta^2 C_F} \text{ [kW]}; \qquad (10.24)$$

dacă se înlocuiește : σ_{ka} în [daN/mm²] ; B în [mm] ; D_{r_1} în [mm] ; $C_M(E)$ în [daN/mm²] ; n_1 în [rot/min].

La stabilirea valorii coeficientului de forță C_F este necesar a se lua în considerare mărimea coeficientului C_r corespunzătoare solicitării la presiune de contact.

Metoda de calcul DIN 3990 ca și recomandările metodei ISO propun relația

$$C_r = 1 + 2\left(\frac{1}{C_\varepsilon^2} - 1\right)(q_L - 0{,}5), \qquad (10.25)$$

în care :

C_ε este coeficientul gradului de acoperire (rel. 10.20), (pentru dinți înclinați relațiile se vor utiliza cu indicațiile de la paragraful 10.7.2) ;

q_L este un factor ajutător care indică modul de repartizare a forței normale F_n pe dinții aflați în contact. Valorile sale depind de clasa de precizie a angrenajului, de raportul $\frac{F_t}{B}$ și de abaterea pasului de bază la cele două roți dințate ale angrenajului ($A_{pb} = A_{pb1} + A_{pb2}$).

Pe baza figurii 10.22 se determină valorile lui q_L [39, 158].

Factorul $q_L = \frac{F_{t_y}}{F_t} = \frac{\text{forța tangențială ce revine pe un dinte aflat în contact}}{\text{Forța tangențială totală}}$

Scanned with OKEN Scanner

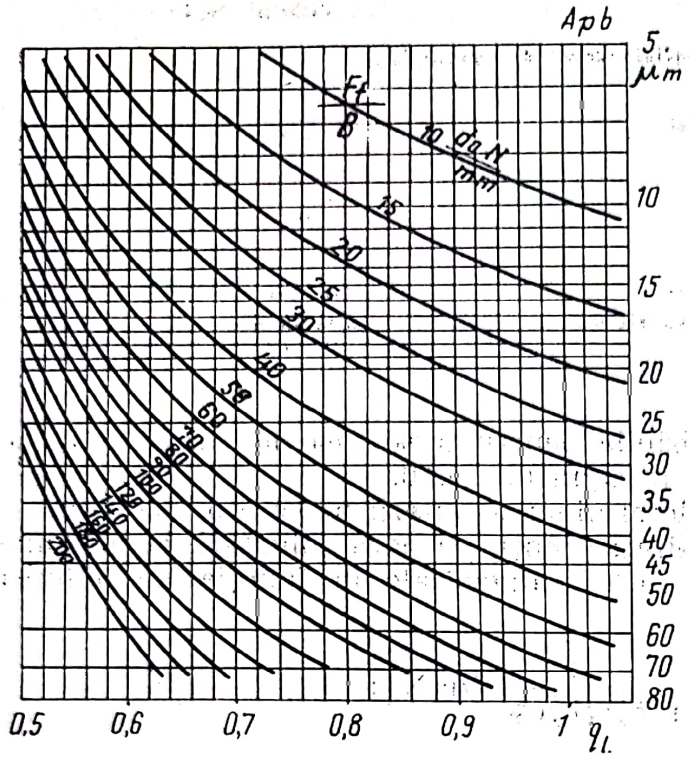


Fig. 10.22. Valorile factorului ajutător q_L, după DIN 3990.

Pentru $q_L = 0{,}5$ rezultă $C_r = 1$, iar în cazul că valoarea factorului ajutător $q_L = 1$ (angrenaje imprecise), $C_r = \frac{1}{C_\varepsilon^2}$ [158]. La predimensionare se acceptă $q_L = 0{,}5$ și deci $C_r = 1$, adică angrenajele sînt de precizie medie.

10.6.3.2. Calculul de rezistență pentru roțile cilindrice cu dinți drepți la solicitarea de încovoiere

Metoda ISO de calcul la încovoiere a roților dințate cilindrice are la bază următoarele ipoteze simplificatorii:

— se consideră forța normală de valoare $\frac{F_n}{\varepsilon}$ aplicată în vîrful dintelui;

— se consideră în calcule doar efortul unitar de încovoiere în secțiunea de la baza dintelui;

— secțiunea periculoasă de la baza dintelui se definește prin punctele de tangență la profilul de racordare a piciorului dintelui ale unor drepte înclinate cu 30° față de axa dintelui (fig. 10.23).

Efortul unitar de încovoiere în secțiunea de la baza dintelui va fi dat de componenta $F_{te} = \frac{F_n}{\varepsilon} \cos \alpha_e$, a forței normale ce revine pe dinte [53, 156]:

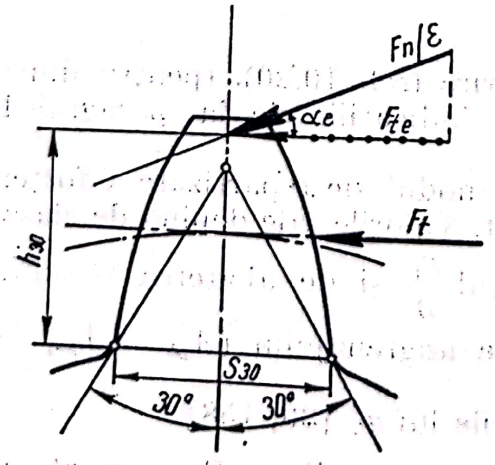


Fig. 10.23. Schema de calcul la încovoiere, după [53].

$$\sigma_i = \frac{M_i}{W} = \frac{F_{te}\, h_{30}}{\frac{S_{30}^2\, B}{6}} = \frac{\frac{F_n}{\varepsilon} \cos \alpha_e\, h_{30}}{\frac{S_{30}^2\, B}{6}} =$$

$$= \frac{1}{\varepsilon} \cdot \frac{F_t}{\cos \alpha} \cos \alpha_e \frac{h_{30}}{\frac{S_{30}^2\, B}{6}},$$

sau

$$\sigma_i = \frac{F_t}{Bm\varepsilon} \cdot \frac{6\left(\frac{h_{30}}{m}\right) \cos \alpha_e}{\left(\frac{S_{30}}{m}\right)^2 \cos \alpha} = \frac{F_t}{Bm} Y_\varepsilon Y_F. \quad (10.26)$$

În relaţia (10.26) s-au folosit notaţiile :

α_e — unghiul de presiune corespunzător punctului de aplicare a forţei în vîrful dintelui ;

α — unghiul de angrenare ;

ε — gradul de acoperire ;

h_{30} — braţul forţei F_{te} faţă de secţiunea periculoasă de la baza dintelui ;

S_{30} — grosimea dintelui în secţiunea periculoasă ;

m — modulul ;

B — lungimea dintelui ;

$F_t = F_n \cos\alpha$ — forţa tangenţială calculată în polul angrenării ;

Y_ε — coeficientul gradului de acoperire, $Y_\varepsilon = \frac{1}{\varepsilon}$ (pentru angrenaje de calitate inferioară se va lua $Y_\varepsilon = 1$) ;

Y_F — coeficientul de formă al dintelui

$$Y_F = \frac{6\,\frac{h_{30}}{m}\cos\alpha_\alpha}{\left(\frac{S_{30}}{m}\right)^2 \cos\alpha}$$

(valori pentru Y_F se pot determina pe baza figurii 10.24).

Relaţia (10.26) poate servi la dimensionarea angrenajului, sau la verificarea eforturilor unitare în secţiunea de la baza dintelui, dacă se scrie sub forma generală

$$\sigma_i = \frac{F_t C_F}{Bm} Y_\varepsilon \cdot Y_F \leqslant \sigma_{ai} . \qquad (10.27)$$

Rezistenţele admisibile pentru solicitarea la încovoiere σ_{ai} se vor determina conform indicaţiilor date la paragraful 10.10.2.

Coeficientul de forţă C_F se va calcula cu relaţia [158, 39]

$$C_F = C_e C'_{din} C_B . \qquad (10.28)$$

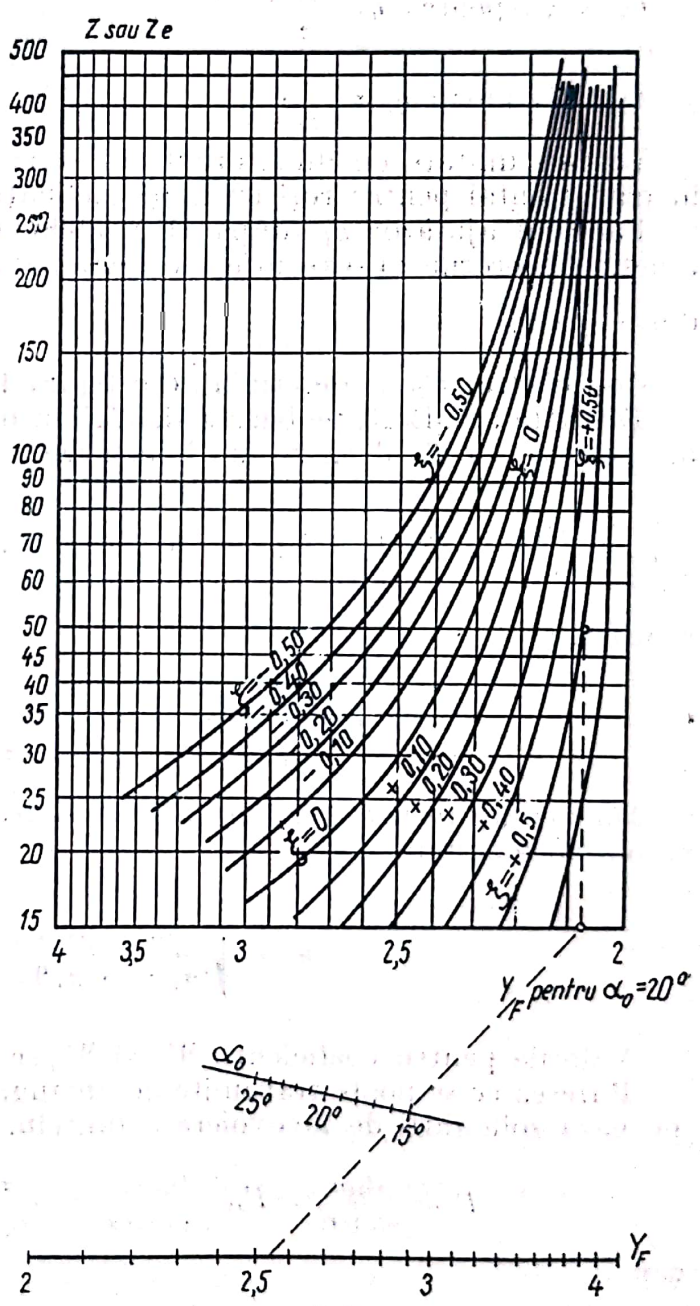


Fig. 10.24. Valorile coeficientului de formă a dintelui Y_F, după [53].

Scanned with OKEN Scanner

Coeficientul de exploatare C_e se determină ca și în cazul solicitării la presiune de contact.

Coeficientul dinamic care ține seama și de repartiția sarcinii în plan frontal $C'_{din} = C_{din}C_r$, se stabilește după determinarea coeficientului dinamic C_{din}, conform figurii 10.17 și a coeficientului C_r, care pentru solicitarea de încovoiere are expresia [158].

$$C_r = 1 + 2(\varepsilon_f - 1)(q_L - 0{,}5), \tag{10.29}$$

sau :

$C_r = \varepsilon_f$, pentru $q_L > \frac{1}{\varepsilon_f}$;

$C_r = 1$; pntru $q_L \leqslant \frac{1}{\varepsilon_f}$.

La roți dințate cu dinți drepți $\varepsilon_f = \varepsilon$; ε_f este gradul de acoperire în plan frontal pentru roți cu dinți înclinați.

Factorul ajutător q_L (după DIN 3990) este dat în figura 10.22, în funcție de erorile de execuție ale angrenajului și de sarcina unitară pe dinte $\frac{F_t}{B}$.

Coeficientul C_B se determină din figura 10.18.

Distanța axială A, pe baza solicitării la încovoiere, se poate determina din relația (10.27) dacă se fac înlocuirile :

$$F_t = \frac{2M_{t1}}{Dr_1} = \frac{M_{t1}(i_{12}+1)}{A};\quad B = \Psi_A \cdot A = \Psi_m \cdot m;\quad D_{r1} = \frac{2A}{i_{12}+1} = mz_1\frac{\cos\alpha_0}{\cos\alpha}$$

și astfel :

$$A = \sqrt[3]{\frac{1}{2}\frac{M_{t1}C_F(i_{12}+1)^2 z_1 \cos\alpha_0}{\sigma_{ai}\,\Psi_A \cos\alpha}Y_\varepsilon Y_F}. \tag{10.30}$$

Din aceeași relație (10.27) după efectuarea înlocuirilor corespunzătoare, se obține modulul

$$m = \sqrt[3]{\frac{2M_{t1}\,C_F \cos\alpha}{\sigma_{ai}\,z_1 \cos\alpha_0\,\Psi_m}Y_\varepsilon Y_F}. \tag{10.31}$$

Valorile pentru coeficienții Ψ_A și Ψ_m se dau în tabelele 10.9 și 10.10.

Puterea ce se poate transmite de un angrenaj cilindric cu dinți drepți, pe baza solicitării de încovoiere a dintelui, este

$$P = \frac{M_{t1}n_1}{95\,100} = F_{t1}\frac{D_{r1}\,n_1}{1\,910\,000} = \frac{\sigma_{ai}Bm}{C_F Y_\varepsilon Y_F}\cdot\frac{Dr_1\,n_1}{1\,910\,000}, \tag{10.32}$$

sau

$$P = \frac{10^{-6}}{1{,}91}\cdot\frac{\sigma_{ai}}{C_F Y_\varepsilon Y_F} z_1\, B\, m^2 n_1 \frac{\cos\alpha_0}{\cos\alpha}\ [\text{kW}], \tag{10.33}$$

Scanned with OKEN Scanner

dacă se înlocuiesc M_{t1}, în daN·mm ; D_{r1}, în mm ; D, în mm ; σ_{at}, în daN/mm² și n_1, în rot/min.

Relațiile pentru calculul dimensiunilor geometrice ale angrenajelor cilindrice cu dinți drepți sînt cuprinse în tabelul 10.11.

10.6.3.3. Calculul angrenajelor la uzura adeziv-abrazivă

Fenomenul care produce scoaterea cu precădere din uz a angrenajelor este uzura flancurilor. Complexitatea acestui fenomen și lipsa unor date experimentale suficiente au împiedicat pînă acum elaborarea unei metodici de calcul a angrenajelor la uzură adeziv-abrazivă. Pentru roțile dințate care lucrează închise în carcase, s-au elaborat metode de verificare, luînd în considerare uzura de tip pitting (ciupirea) flancurilor și se neglijează uzura adeziv-abrazivă care există, dar care provoacă o distrugere mai lentă a angrenajelor. Roțile dințate care intră în componența transmisiilor deschise și care lucrează în prezența prafului, nisipului, oxizilor etc., prezintă frecvente scoateri din uz ca urmare a uzurii abrazive intense a flancurilor ; de exemplu : roțile dințate deschise de la mașinile agricole.

În literatura de specialitate se întîlnesc unele indicații pentru un calcul aproximativ, bazat pe observații empirice. Unii autori recomandă reducerea rezistențelor admisibile la ciupire și rupere prin oboseală, împărțindu-le printr-un coeficient de uzură $K_u = 1{,}25 \ldots 1{,}50$. Se recomandă de asemenea ca la angrenajele care lucrează în condiții de uzură abrazivă, să se aleagă un număr mic de dinți la pinion, astfel ca modulul angrenajului să fie mare.

Se indică o relație de calcul a grosimii stratului îndepărtat de pe dinte prin uzură abrazivă Δ și anume [134] :

$$\Delta = C_u \cdot \frac{\mu P T}{B D_d \sin \alpha} \left(\frac{1}{z_2} \pm \frac{1}{z_1} \right) \text{[mm]}, \qquad (10.34)$$

unde :

μ — este coeficientul de frecare, care se alege în funcție de cuplul de materiale și de modul de ungere ;
P — puterea [kW] ;
T — timpul de lucru [h] ;
C_u — coeficient de uzură [mm³/kWh], dat în tabelul 10.12.

Tabelul 10.12

Valori pentru coeficientul de uzură C_u

Material	C_u
Oțel aliat cementat	7
Oțel aliat îmbunătățit	10
Oțel carbon	20
Bronz	35

10.7. ANGRENAJE CILINDRICE CU DINȚI ÎNCLINAȚI

10.7.1. Noțiuni introductive. Forțele la angrenajul cilindric cu dinți înclinați

Roțile dințate cilindrice cu dinți înclinați prezintă unele particularități legate de cinematica angrenării, care trebuie luate în considerare la calculul de rezistență.

Scanned with OKEN Scanner

Relaţii de calcul pentru angrenaje cilindrice cu dinţi drepţi *Tabelul 10.11*

Nr. crt.	Denumirile mărimilor	Simbol	Dimensiune	Roţi $\xi_s=\xi_1+\xi_2\neq 0$	Roţi $\xi_s=\xi_1+\xi_2=0$ $\xi_1=-\xi_2$	Roţi $\xi_1=0;\ \xi_2=0$
1	Numărul de dinţi ai pinionului	z_1				
2	Numărul de dinţi ai roţii	z_2		$z_2 = z_1 \cdot i_{12}$		
3	Deplasările specifice ale pinionului şi roţii	ξ_1 ξ_2		vezi tabelul 10·2	$\xi_1 = -\xi_2$	$\xi_1 = \xi_2 = 0$
4	Modulul angrenajului	m	mm	Se determină prin calcule de rezistenţă		
5	Unghiul de angrenare	α	grade	$\text{inv}\ \alpha = \text{inv}\ \alpha_0 + 2\dfrac{\xi_2+\xi_1}{z_2+z_1}\text{tg}\,\alpha_0$	$\alpha = \alpha_0 = 20°$	
6	Modificarea specifică a distanţei dintre axe	λ		$\lambda = \dfrac{z_1+z_2}{2}\left(\dfrac{\cos\alpha_0}{\cos\alpha}-1\right)$	$\lambda = 0$	
7	Distanţa axială	A	mm	$A = \dfrac{m(z_1+z_2)}{2}\dfrac{\cos\alpha_0}{\cos\alpha}$	$A = A_0 = \dfrac{m(z_1+z_2)}{2}$	
8	Scurtarea specifică a dintelui	ψ		$\psi = (\xi_1+\xi_2)-\lambda$	$\psi = 0$	
9	Înălţimea dintelui	h	mm	$h = (2f_0 + w_0 - \psi)\,m$	$h = (2f_0 + w_0)\,m$	

Scanned with OKEN Scanner

Tabelul 10.11 (continuare)

10	Diametrele cercurilor de divizare	D_{d_1} D_{d_2}	mm mm	$D_{d_1} = mz_1$ $D_{d_2} = mz_2$		
11	Diametrele cercurilor de bază	D_{b_1} D_{b_2}	mm mm	$D_{b_1} = mz_1 \cos \alpha_0$ $D_{b_2} = mz_2 \cos \alpha_0$		
12	Diametrele cercurilor de rostogolire	D_{r_1} D_{r_2}	mm mm	$D_{r_1} = mz_1 \frac{\cos \alpha_0}{\cos \alpha}$ $D_{r_2} = mz_2 \frac{\cos \alpha_0}{\cos \alpha}$	$D_{r_1} = mz_1$ $D_{r_2} = mz_2$	
13	Diametrele cercurilor de fund	D_{i_1} D	mm mm	$D_{i_1} = m(z_1 \pm 2\xi_1 - 2f_0 - 2W_0)$ $D_{i_2} = m(z_2 \pm 2\xi_2 - 2f_0 - 2W_0)$	$D_{i_1} = m(z_1 \pm 2\xi_1 - 2f_0 - 2W_0)$ $D_{i_2} = m(z_2 \pm 2\xi_2 - 2f_0 - 2W_0)$	$D_{i_1} = m(z_1 - 2f_0 - 2W_0)$ $D_{i_2} = m(z_2 - 2f_0 - 2W_0)$
14	Diametrele cercurilor de vîrf	D_{e_1} D_{e_2}	mm mm	$D_{e_1} = m(z_1 \pm 2\xi_1 + 2f_0 - 2\psi)$ $D_{e_2} = m(z_2 \pm 2\xi_2 + 2f_0 - 2\psi)$	$D_{e_1} = m(z_1 \pm 2\xi_1 + 2f_0)$ $D_{e_2} = m(z_2 \mp 2\xi_2 + 2f_0)$	$D_{e_1} = m(z_1 + 2f_0)$ $D_{e_2} = m(z_2 + 2f_0)$
15	Grosimile dinților pe cercurile de divizare	S_{d_1} S_{d_2}	mm mm	$S_{d_1} = \frac{\pi m}{2} \pm 2\xi_1 m \operatorname{tg} \alpha_0$ $S_{d_2} = \frac{\pi m}{2} \pm 2\xi_2 m \operatorname{tg} \alpha_0$	$S_{d_1} = \frac{\pi m}{2} \pm 2\xi_1 m \operatorname{tg} \alpha_0$ $S_{d_2} = \frac{\pi m}{2} \mp 2\xi_2 m \operatorname{tg} \alpha_0$	$S_{d_1} = S_{d_2} = \frac{\pi m}{2}$
15	Pasul pe cercurile de divizare	p_d	mm	$p_d = \pi m$		

Obs. Conform STAS 821-63, $f_0=1$, $W_0=0{,}25$ și $\alpha_0=20°$

Scanned with OKEN Scanner

Pentru aceste angrenaje liniile de contact, care reprezintă intersecţii ale flancurilor dinţilor cu planul de angrenare, sînt drepte dispuse înclinat pe înălţimea dintelui. Din această cauză, de-a lungul liniei de contact, se modifică distanţa pînă la baza dintelui, adică braţul forţei ce dă momentul încovoietor şi constanta elastică a dintelui vor deveni mărimi variabile pe lăţimea roţii. Modul de angrenare pentru acest angrenaj exclude poziţiile de angrenare singulare, deoarece în orice poziţie de angrenare se găsesc mai mulţi dinţi în contact (fig. 10.26). Consecinţa acestui fapt este concretizată în avantajele legate de silenţiozitatea angrenajului şi de mărirea capacităţii portante a acestuia.

Metoda de calcul a roţilor dinţate cu dinţi înclinaţi ce se va trata în cele ce urmează, este cea propusă de ISO pentru angrenaje cilindrice cu dinţi drepţi, care poate fi aplicată şi în acest caz, ţinînd seama de faptul că un angrenaj cu dinţi înclinaţi poate fi înlocuit cu un angrenaj echivalent care să aibă dinţii drepţi.

Pentru a găsi angrenajul echivalent, se consideră o roată dinţată cilindrică cu dinţi înclinaţi (fig. 10.25) secţionată cu un plan normal NN pe linia elicoidală de pe cilindrul de divizare, care trece prin punctul P.

Planul NN intersectează cilindrul de divizare după o elipsă, iar flancurile dinţilor în acest plan nu sînt evolvente. În acest plan NN, angrenarea are loc pe o porţiune de elipsă corespunzătoare cu 2...3 paşi normali şi ca urmare, flancurile dinţilor se consideră că aparţin unei roţi dinţate cilindrice cu raza cercului de divizare egală cu raza de curbură a elipsei în punctul P. Practic se poate considera că flancurile dinţilor acestei roţi sînt evolventice. Roata dinţată cilindrică din planul NN, are dinţi

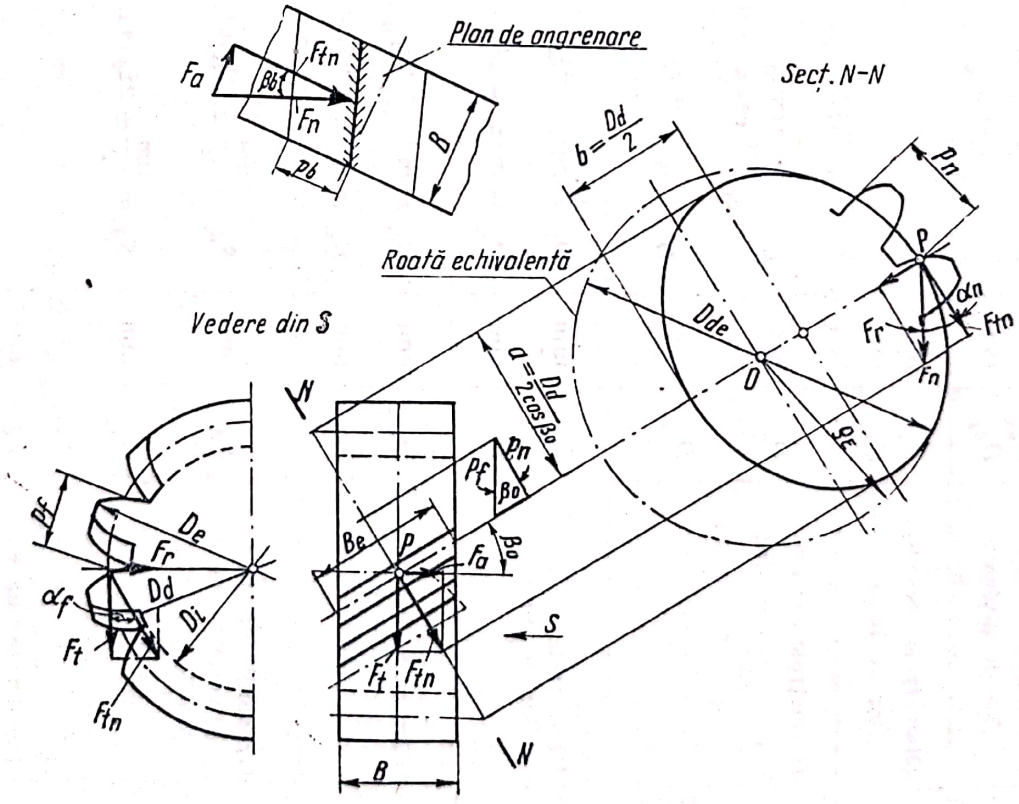


Fig. 10.25. Angrenaje cilindrice cu dinţi înclinaţi : roata echivalentă, schema forţelor.

Scanned with OKEN Scanner

drepți și înlocuiește roata cilindrică cu dinții înclinați într-o secțiune normală; de aceea se numește roată echivalentă.

Se poate găsi analog și cealaltă roată dințată echivalentă a roții dințate cilindrice cu dinți înclinați, pereche și se obține astfel angrenajul cilindric cu dinți drepți, echivalent angrenajului real cu dinți înclinați.

Între elementele roții cu dinți înclinați și cele ale roții echivalente se pot stabili relații de calcul.

Raza de curbură a elipsei în punctul P este dată de relația

$$\rho_E = \frac{a^2}{b}, \qquad (10.35)$$

unde:

a este semiaxa mare a elipsei;
b — semiaxa mică a elipsei.

Înlocuind valorile pentru a și b din figura 10.25 în relația 10.35 se obține

$$\rho_E = \frac{2D_d^2}{4\cos^2\beta_0 D_d} = \frac{D_d}{2\cos^2\beta_0}, \qquad (10.36)$$

sau, diametrul cercului de divizare al roții echivalente va fi

$$D_{d_e} = \frac{D_d}{\cos^2\beta_0}. \qquad (10.37)$$

Pasul roții echivalente este $p_n = p_f \cos\beta_0$.

Modulul roții echivalente, $m_n = m_f \cos\beta_0$, este identic cu modulul roții cilindrice cu dinți înclinați din plan normal pe dinte.

În relațiile de mai sus s-au utilizat notațiile:

p_n — pasul normal al roții cu dinți înclinați;
p_f — pasul frontal al roții cu dinți înclinați;
m_n — modulul normal al roții dințate cu dinți înclinați;
m_f — modulul frontal al roții dințate cu dinți înclinați;
β_0 — unghiul de înclinare al dinților de la cremaliera generatoare;
β_d — unghiul de înclinare al dinților pe cilindrul de divizare, $\beta_d = \beta_0$.

Numărul de dinți al roții dințate cilindrice cu dinți drepți se determină din relația (10.37), scrisă astfel:

$$m_n z_e = \frac{m_f z}{\cos^2\beta_0} = \frac{m_n z}{\cos^3\beta_0};$$

$$z_e = \frac{z}{\cos^3\beta_0}, \qquad (10.38)$$

unde:

z_e este numărul de dinți al roții echivalente;
z — numărul de dinți al roții cu dinți înclinați.

Scanned with OKEN Scanner

Studiul forţelor din angrenajul cilindric cu dinţi înclinaţi se poate face utilizînd roata echivalentă, sau pe baza figurii 10.25.

Forţa F_n, normală pe dinte, se găseşte în planul de angrenare (fig. 10.25). Componentele sale, F_n şi F_{tn} se exprimă în funcţie de F_n cu relaţiile în care intervine unghiul β_b, deoarece planul de angrenare este tangent la cilindrii de bază pe care înclinarea dintelui este β_b :

$$F_{tn} = F_n \cos \beta_b ;$$

$$F_a = F_n \cos \beta_b \operatorname{tg} \beta_b = F_{tn} \operatorname{tg} \beta_b . \tag{10.39}$$

În planul frontal sînt reprezentate forţele F_{tn} şi componentele sale F_r şi F_t :

$$F_t = F_{tn} \cos \alpha_f = F_n \cos \alpha_f \cos \beta_b = \frac{2M_{t1}}{D_{r1}} ; \tag{10.40}$$

$$F_r = F_{tn} \sin \alpha_f = F_n \cos \beta_b \sin \alpha_f = F_t \operatorname{tg} \alpha_f . \tag{10.41}$$

Exprimînd forţele F_a, F_n şi F_r în funcţie de forţa tangenţială din planul frontal, F_t şi ţinînd seama de relaţiile :

$$\cos \beta_b \cos \alpha_f = \cos \beta_0 \cos \alpha_n ;$$

$$\sin \beta_b = \sin \beta_0 \cos \alpha_n ; \tag{10.42}$$

$$\operatorname{tg} \beta_b = \operatorname{tg} \beta_0 \cos \alpha_f ;$$

$$\operatorname{tg} \alpha_n = \operatorname{tg} \alpha_f \cos \beta_0 ; \quad \cos \beta_b = \frac{\sin \alpha_n}{\sin \alpha_f} ;$$

se obţine :

$$F_a = \frac{F_t}{\cos \alpha_f} \cdot \operatorname{tg} \beta_b = F_t \operatorname{tg} \beta_0 ; \tag{10.43}$$

$$F_r = F_t \operatorname{tg} \alpha_f = F_t \frac{\operatorname{tg} \alpha_n}{\cos \beta_0} ; \tag{10.44}$$

$$F_n = \frac{F_{tn}}{\cos \beta_b} = \frac{F_t}{\cos \alpha_f \cdot \cos \beta_b} = \frac{2M_{t1}}{D_{r1} \cos \alpha_f \cdot \cos \beta_b} = \frac{2M_{t1}}{D_{r1} \cos \beta_0 \cdot \cos \alpha_n} . \tag{10.45}$$

Ţinînd seama de faptul că pasul elicei este constant, indiferent de cilindrul pe care se măsoară înclinarea dintelui rezultă

$$p_E = \frac{\pi D_b}{\operatorname{tg} \beta_b} = \frac{\pi D_d}{\operatorname{tg} \beta_d} = \frac{\pi D_d}{\operatorname{tg} \beta_0} ,$$

Scanned with OKEN Scanner

deci :

$$\operatorname{tg}\beta_0 = \frac{D_d}{D_b}\operatorname{tg}\beta_b = \frac{D_d}{D_c}\operatorname{tg}\beta_e ; \qquad (10.46)$$

$\beta_d = \beta_0$ — deoarece unghiul de înclinare de referinţă al dinţilor de la cremaliera generatoare se reproduce pe elicea de divizare.

Pentru angrenajele zero deplasate ($\alpha_f = \alpha_{0f}$; $\alpha_{0n} = \alpha_n$) se pot exprima forţele din angrenaj cu relaţiile :

$$F_t = \frac{2M_{t1}}{D_{r1}} = \frac{2M_{t2}}{D_{r2}} ; \qquad (10.47)$$

$$F_r = \frac{2M_{t1}}{D_{r1}}\operatorname{tg}\alpha_{0f} ; \qquad (10.48)$$

$$F_a = \frac{2M_{t1}}{D_{r1}}\operatorname{tg}\beta_0 . \qquad (10.49)$$

S-au utilizat notaţiile :

α_f — unghiul de angrenare în plan frontal ;

α_{0f} — unghiul profilului cremalierei de referinţă în plan frontal ;

α_{0n} — unghiul profilului cremalierei în secţiune normală ;

α_n — unghiul de angrenare în plan normal.

Spre deosebire de roţile cu dinţi drepţi, la angrenajele cu dinţi înclinaţi intervine şi o forţă axială care trebuie preluată de lagărele arborilor.

Existenţa forţei axiale este un dezavantaj al roţilor cilindrice cu dinţi înclinaţi şi întrucît mărimea sa creşte cu creşterea unghiului de înclinare β_0, mărimea acestui unghi se limitează la 15—20°.

Pentru roţile dinţate cu dinţi în V, forţele axiale provenite de la cele două danturi se anulează reciproc.

10.7.2. Calculul roţilor dinţate cilindrice cu dinţi înclinaţi pe baza solicitării la presiune de contact

Metoda de calcul se bazează pe aplicarea relaţiei lui Hertz pentru angrenajul echivalent, care înlocuieşte în planul normal, angrenajul cu dinţi înclinaţi :

$$\sigma_k = \sqrt{\frac{F_{nc}}{L_k}\cdot\frac{1}{\rho}\cdot\frac{1}{\pi\left(\frac{1-\nu_1^2}{E_1}+\frac{1-\nu_2^2}{E_2}\right)}} .$$

Aşa cum s-a arătat, la roţile cilindrice cu dinţi înclinaţi şi în V, liniile de contact sînt drepte dispuse înclinat pe înălţimea dintelui, iar în contact

Scanned with OKEN Scanner

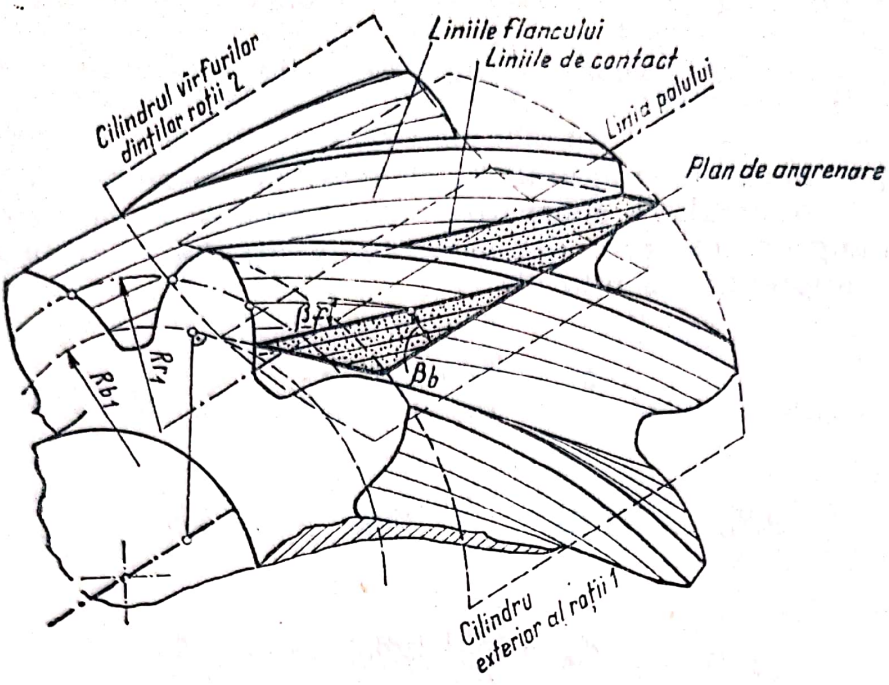


Fig. 10.26. Elemente de cinematică la angrenajele cu dinți înclinați.

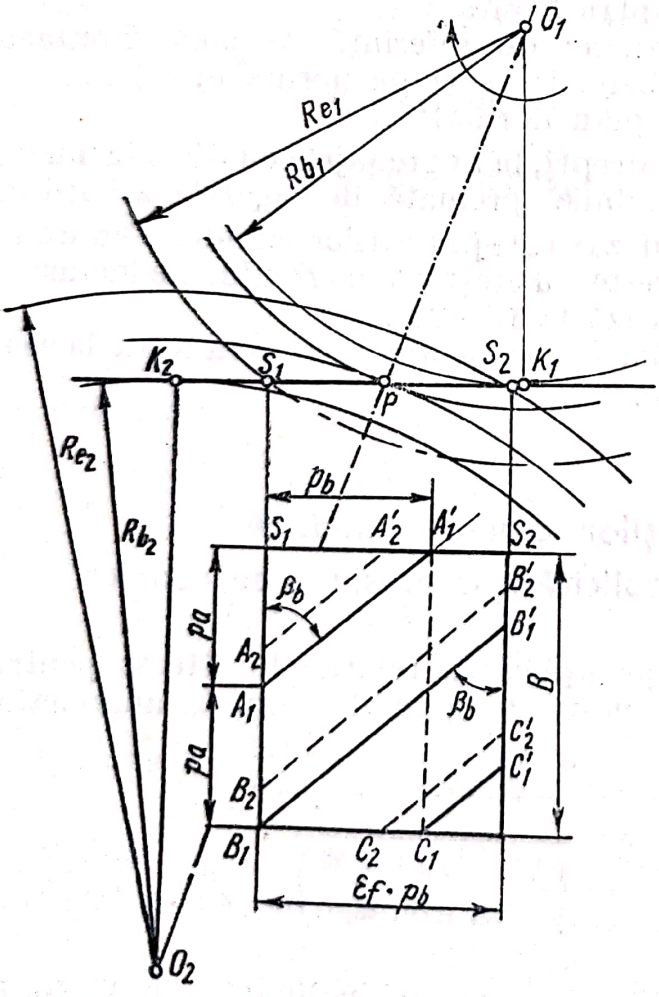


Fig. 10.27. Schema de calcul a lungimii L_K.

se află totdeauna mai multe perechi de dinți (fig. 10.26). Din această cauză este necesar să se determine lungimea totală a liniei de contact L_K. Considerînd că pasul axial p_a se cuprinde de un număr întreg de ori în lățimea de lucru a roții dințate (fig. 10.27), lungimea L_K se poate exprima cu relația (10.50), dacă $\frac{B}{p_a} = n$ (spre exemplu $n = 2$) [30]:

$$L_K = A_1A_1' + B_1B_1' + C_1C_1' =$$

$$= 2B_1B_1' = 2\frac{S_1S_2}{\sin\beta_b} = \frac{2p_b\varepsilon_f}{\sin\beta_b} =$$

$$= \frac{2\varepsilon_f p_a}{\cos\beta_b}, \qquad (10.50)$$

deoarece

$$p_b = p_a \operatorname{tg}\beta_b$$

și $A_1A_1' + C_1C_1' = B_1B_1'$.

Scanned with OKEN Scanner

Lungimea L_K se mai poate exprima cu relaţia

$$L_K = \frac{\varepsilon_f B}{\cos\beta_b}, \tag{10.51}$$

deoarece în cazul analizat, $2p_a = B$.

ε_f este gradul de acoperire frontal (vezi [30 şi 134]).

După un interval de timp, liniile de contact ocupă poziţia arătată cu linii întrerupte, suma lor fiind

$$L'_K \cong L_K = \frac{\varepsilon_f \cdot B}{\cos\beta_b}.$$

Dacă lăţimea roţii $B \neq np_a$, lungimea liniei de contact va fi $L_K < \frac{B \cdot \varepsilon_f}{\cos\beta_b}$, reducerea maximă fiind de 10 %.

Se acceptă că valoarea minimă pentru L_K este

$$L_{Kmin} = \frac{B\varepsilon_f}{\cos\beta_b} \cong \frac{B\varepsilon_f}{\cos\beta_0}, \tag{10.52}$$

deoarece $\beta_b \cong \beta_0$.

Pentru determinarea razei reduse de curbură în punctul de contact al celor doi dinţi înclinaţi se foloseşte figura 10.28. Se trasează planul

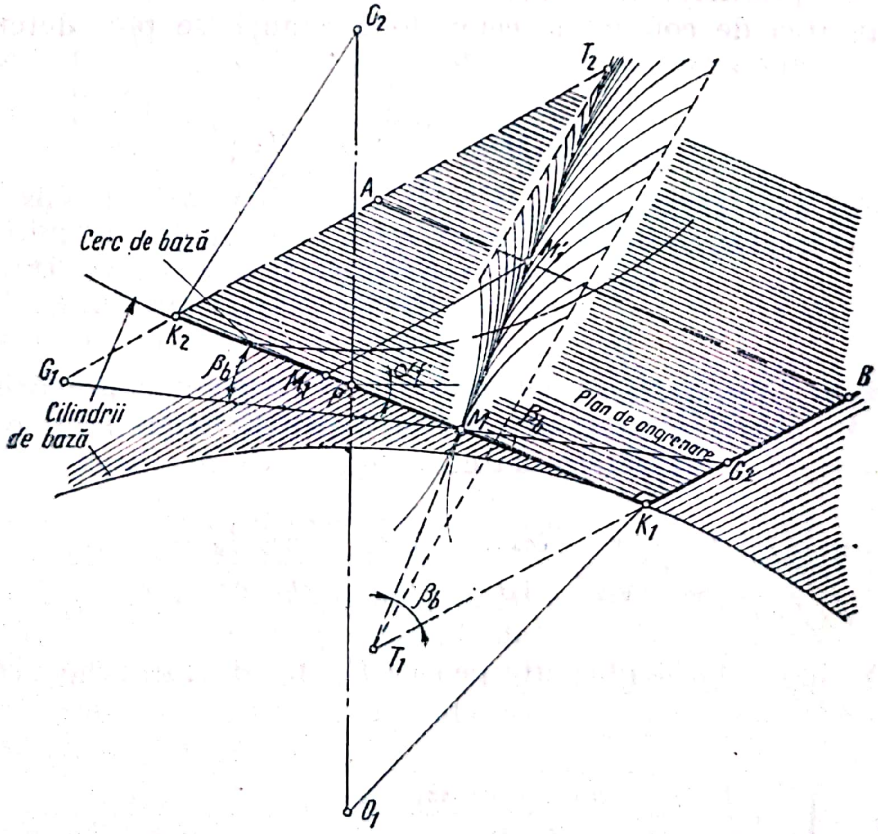


Fig. 10.28. Schema de calcul a razei reduse de curbură.

de angrenare limitat de dreptele K_2T_2 și K_1T_1, plan tangent la cilindrii de bază ai celor două roți. Linia de contact a dinților este înclinată în acest plan cu unghiul β_b față de T_1K_1. În planul frontal regăsim dreapta de angrenare K_1K_2, care închide unghiul de angrenare α_f cu tangenta în pol la cercurile de rulare. Se consideră dinții în contact în punctul M și se apreciază că flancurile lor sînt arce de cerc cu centrele în K_1, respectiv K_2 și razele $K_1M = \rho_{1f}$ și $K_2M = \rho_{2f}$. Razele de curbură ρ_{1f} și ρ_{2f} se schimbă ca valoare atunci cînd punctul de contact M se deplasează în planul de angrenare, ele avînd valorile [53] în punctele :

T_1— $\rho_{1f} = 0$ și $\rho_{2f} = A \sin\alpha_f$, deoarece $\rho_{1f} + \rho_{2f} = A\sin\alpha_f$;

T_2— $\rho_{1f} = A \sin\alpha_f$ și $\rho_{2f} = 0$;

M_1'— $\rho_{1f} = BM_1' = K_1M_1$ și $\rho_{2f} = AM_1' = K_2M_1$.

Contactul flancurilor dinților pe linia de contact T_1T_2 se poate asimila cu contactul suprafețelor desfășurate de pe două conuri cu vîrfurile în T_1, respectiv T_2 și care au semiunghiul de vîrf β_b. Presiunea hertziană de contact în punctul M din planul frontal este aceeași cu cea corespunzătoare punctului M' de pe linia de contact a celor două profile. Razele de curbură ρ_{n1} și ρ_{n2} ale profilelor în contact, considerate într-un plan normal în M pe generatoarea de contact a celor două conuri, se pot determina cu relațiile :

$$\rho_{n1} = G_2M = \frac{K_1M}{\cos\beta_b} = \frac{\rho_{1f}}{\cos\beta_b};$$
$$\rho_{n2} = G_1M = \frac{K_2M}{\cos\beta_b} = \frac{\rho_{2f}}{\cos\beta_b}. \qquad (10.53)$$

Cu aceste date, raza de curbură redusă în polul angrenării, pentru contactul în planul normal în care se regăsește angrenajul echivalent cu dinții drepți, se va determina cu relația

$$\frac{1}{\rho} = \frac{1}{\rho_{n1}} + \frac{1}{\rho_{n2}} = \frac{\cos\beta_b}{\rho_{1f}} + \frac{\cos\beta_b}{\rho_{2f}} = \frac{2\cos\beta_b}{D_{r1}\sin\alpha_f}\frac{(i_{12}+1)}{i_{12}}. \qquad (10.54)$$

Introducînd valorile obținute pentru F_n, L_K și ρ, în relația lui Hertz se obține

$$\sigma_K = \sqrt{\frac{F_t C_F}{\cos\alpha_f \cos\beta_b} \cdot \frac{\cos\beta_b}{\varepsilon_f B} \cdot \frac{2\cos\beta_b}{D_{r1}\sin\alpha_f}\frac{i_{12}+1}{i_{12}} \cdot \frac{1}{\pi\left(\frac{1-\nu_1^2}{E_1} + \frac{1-\nu_2^2}{E_2}\right)}},$$

Scanned with OKEN Scanner

sau grupînd termenii ca și în cazul roților cilindrice cu dinți drepți:

$$\sigma_K = \sqrt{\frac{F_t}{B D_{r1}} \cdot \frac{i_{12}+1}{i_{12}} \cdot C_F \cdot \frac{1}{\varepsilon_f} \cdot \frac{\cos\beta_b}{\sin\alpha_f \cos\alpha_f} \cdot \frac{2}{\pi\left(\frac{1-\nu_1^2}{E_1} + \frac{1-\nu_2^2}{E_2}\right)}};$$

$$\sigma_K = \sqrt{\frac{F_t}{BD_{r1}^2} \cdot \frac{i_{12}+1}{i_{12}} C_F C_\varepsilon C_g C_M} \leqslant \sigma_{Ka}; \qquad (10.55)$$

sau

$$\sigma_K = \sqrt{\frac{2M_{t1} C_F}{B D_{r1}^2} \cdot \frac{i_{12}+1}{i_{12}} C_F C_\varepsilon C_g C_M} \leqslant \sigma_{Ka};$$

$C_\varepsilon = \sqrt{\frac{1}{\varepsilon_f}}$, pentru $\varepsilon_s \geqslant 1$ — coeficientul gradului de acoperire [39, 158, 53];

$C_g = \sqrt{\frac{\cos\beta_b}{\sin\alpha_f \cos\alpha_f}}$ — coeficient geometric (fig. 10.29) [53, 39, 158];

$C_M = \sqrt{\frac{2}{\pi\left(\frac{1-\nu_1^2}{E_1} + \frac{1-\nu_2^2}{E_2}\right)}}$ — coeficient de material.

Expresiile pentru coeficienții C_g și C_M sînt similare cu cele stabilite la roțile dințate cilindrice cu dinți drepți — expresia pentru C_g este valabilă și la roți cu dinți drepți pentru care $\beta_b = 0$. În diagrama din figura 10.29 se dau valorile pentru C_g în funcție de unghiul β_b.

La determinarea valorii lui C_ε, ISO propune a se lua în considerare valoarea gradului de acoperire suplimentar, $\varepsilon_s = \frac{B \operatorname{tg}\beta_0}{\pi m_f}$, care mărește gradul de acoperire. La roțile cu dinți înclinați, $\varepsilon_{tot} = \varepsilon_f + \varepsilon_s$.

Valoarea gradului de acoperire frontal ε_f se stabilește cu relații identice cu cele de la roțile dințate cu dinți drepți.

Pentru cazul cînd $\varepsilon_s \leqslant 1$, metoda dată de ISO propune relația [153, 39]

$$C_\varepsilon^2 = \frac{4-\varepsilon_f}{3}(1-\varepsilon_s) + \frac{\varepsilon_s}{\varepsilon_f}. \qquad (10.56)$$

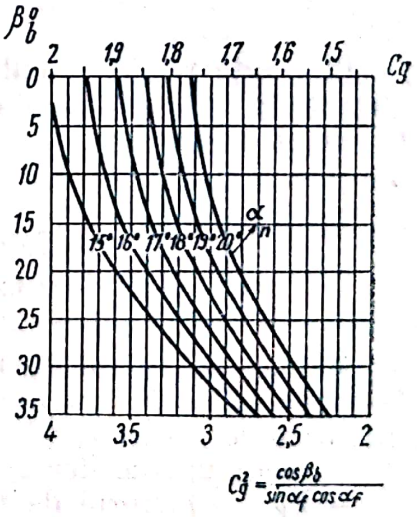


Fig. 10.29. Coeficientul geometric C_g, după [53].

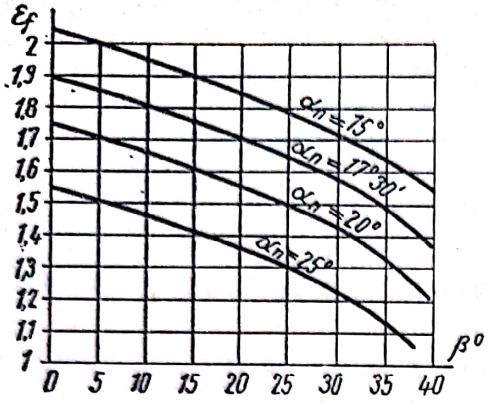


Fig. 10.30. Gradul de acoperire în plan frontal ε_f, după [53].

Gradul de acoperire în plan frontal se poate determina suficient de exact utilizînd diagramele din figura 10.30.

Relaţia 10.55 se poate transforma pentru a fi utilă dimensionării roţilor, înlocuind :

$$D_{r1} = \frac{2A}{i_{12}+1}\ ;\ B = \Psi_A A\ ;\ F_t = $$

$$= \frac{2M_{t1}}{D_{r1}} = \frac{2M_{t1}(i_{12}+1)}{2A}.$$

Distanţa axială va fi

$$A = \sqrt[3]{\frac{1}{2}\frac{M_{t1}(i_{12}+1)^3}{\Psi_A \cdot i_{12}\,\sigma_{Ka}^2} C_F\, C_\varepsilon^2\, C_\vartheta^2\, C_M^2},$$

sau

$$A = (i_{12}+1)\sqrt[3]{\frac{1}{2}\frac{M_{t1}\,C_F}{\Psi_A\, i_{12}\,\sigma_{Ka}^2} C_\varepsilon^2\, C_\vartheta^2\, C_M^2}. \qquad (10.57)$$

Modulul normal se obţine după înlocuirile :

$$D_{r1} = D_{d1}\frac{\cos\alpha_{0f}}{\cos\alpha_f} = \frac{m_n}{\cos\beta_0} z_1 \cdot \frac{\cos\alpha_{0f}}{\cos\alpha_f};$$

$$B = \Psi_m m_n\ ;\ F_t = \frac{2M_{t1}\cos\beta_0\cos\alpha_f}{m_n z_1 \cos\alpha_{0f}};$$

$$m_n = \sqrt[3]{\frac{2M_{t1}\,C_F\cos^2\beta_0\cos^2\alpha_f}{z_1^2\,\sigma_{Ka}^2\cos^2\alpha_{0f}\,\Psi_m}\left(\frac{i_{12}+1}{i_{12}}\right) C_\varepsilon^2\, C_\vartheta^2\, C_M^2}. \qquad (10.58)$$

În aceste relaţii calculul coeficientului de forţă C_F cuprinde aceleaşi etape ca în cazul roţilor cilindrice cu dinţi drepţi, putîndu-se utiliza aceleaşi tabele şi indicaţii.

10.7.3. Calculul roţilor dinţate cilindrice cu dinţi înclinaţi pe baza solicitării de încovoiere

Metoda de calcul ISO propune utilizarea relaţiei de bază stabilită la roţile cilindrice cu dinţi drepţi pentru solicitarea de încovoiere, cu următoarele precizări :

— modulul considerat va fi al roţii de înlocuire (m_n) ;

— Y_F — factorul de formă se va determina în funcţie de numărul de dinţi, $z_e = \frac{z}{\cos^3\beta_0}$, al roţii echivalente cu dinţi drepţi ;

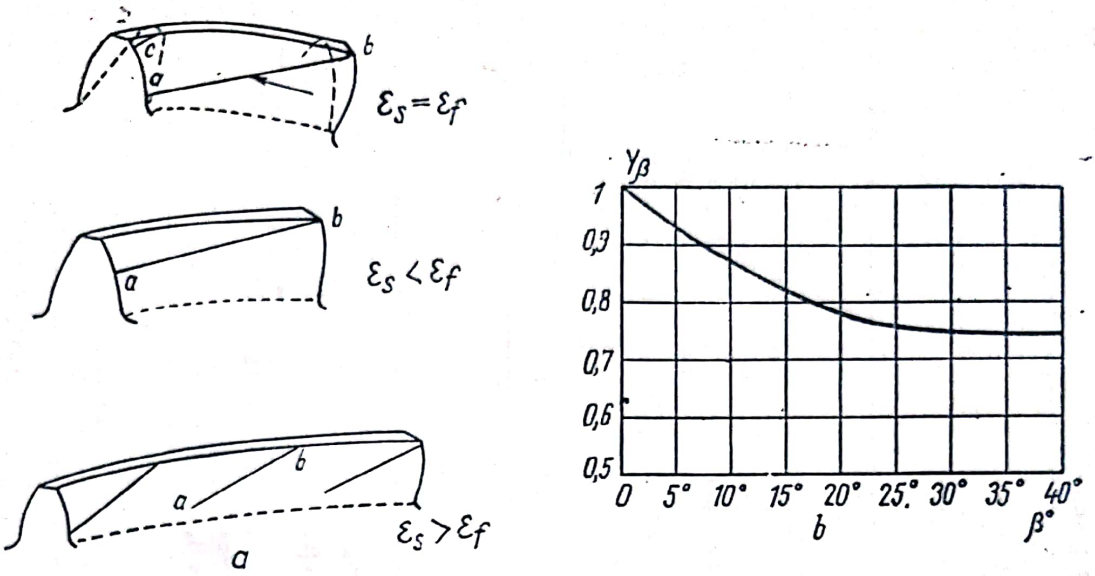


Fig. 10.31. *a* — Contactul dintre dinții angrenajelor cilindrice cu dinți înclinați ; *b* — Coeficientul Y_β de înclinare a dintelui.

— se introduce un coeficient Y_β, numit factorul înclinării dintelui, cu valori date de diagrama din figura 10.31, *b* [53].

Relația de bază va fi

$$\sigma_t = \frac{F_t C_F}{B m_n} Y_\varepsilon Y_F Y_\beta \leqslant \sigma_{at}. \qquad (10.59)$$

Introducerea coeficientului Y_β este justificată de modul cum are loc contactul între dinții înclinați. Dacă gradul de acoperire ε_γ este mai mare sau mai mic decît gradul de acoperire frontal ε_f, contactul dinților are loc ca în cazurile 1, 2 și 3 din figura 10.31, *a* [53].

Condițiile cele mai favorabile pentru solicitarea dintelui la încovoiere se obțin pentru cazul cînd $\varepsilon_\gamma \geqslant 1$, deoarece în zona punctului *a*, efortul unitar este mult mai mic decît în zona punctului *b* (cazul 3), iar restul dintelui se opune deformării printr-un efect de contrafort [53].

Ca urmare a particularităților de angrenare, există la un moment dat posibilitatea supraîncărcării dintelui în zona *c* — cazul 1 din figura 10.31, *a*, mai ales pentru roțile executate cu erori, și deci riscul de a se rupe dinții pe colț. Se recomandă utilizarea teșirii frontale a dinților.

Coeficientul Y_ε se poate determina cu relația $Y_\varepsilon = \frac{1}{\varepsilon_f}$, în care se introduce valoarea gradului de acoperire în plan frontal.

Relația (10.59) se poate transforma pentru determinarea modulului normal (standardizat) sau a distanței axiale A.

Înlocuind :

$$F_t = \frac{2M_{t1} C_F}{D_{r1}} = \frac{2M_{t1} \cos\alpha_f \cos\beta_0}{m_n z_1 \cos\alpha_{0f}};$$

$$B = \Psi_m m_n;$$

Elemente geometrice pentru angrenaje cilindrice cu dinți înclinați *Tabelul 10.13*

Nr. crt.	Denumirea mărimii	Simbol	Dimensiune	Roți $\xi_s = \xi_1 + \xi_2 \neq 0$	Roți $\xi_s = \xi_1 + \xi_2 = 0$, $\xi_1 = -\xi_2$	Roți $\xi_1 = 0$; $\xi_2 = 0$
1	Numărul de dinți ai pinionului	z_1				
2	Numărul de dinți ai roții	z_2		$z_2 = z_1 i_{12}$		
3	Deplasarea specifică a pinionului și a roții în secțiune normală	ξ_{1n} ξ_{2n}		Se determină după tabelul 10.2; pentru z_{1e} și z_{2e}	$\xi_{1n} = -\xi_{2n}$	$\xi_{1n} = \xi_{2n} = 0$
4	Deplasarea specifică a pinionului și a roții în secțiune frontală	ξ_{1f} ξ_{2f}		$\xi_{1f} = \xi_{1n} \cos \beta_0$ $\xi_{2f} = \xi_{2n} \cos \beta_0$		$\xi_{1f} = \xi_{2f} = 0$
5	Modulul angrenajului în secțiune normală	m_n	mm	m_n		
6	Modulul angrenajului în secțiune frontală	m_f	mm	$m_f = \dfrac{m_n}{\cos \beta_0}$		
7	Unghiul profilului cremalierei în secțiune frontală	α_{0f}	grade	$\operatorname{tg} \alpha_{0f} = \dfrac{\operatorname{tg} \alpha_{0n}}{\cos \beta_0}$		
8	Unghiul de angrenare în secțiune frontală	α_f	grade	$\operatorname{inv} \alpha_f = \operatorname{inv} \alpha_{0f} + 2 \dfrac{\xi_{2f} + \xi_{1f}}{z_2 + z_1} \operatorname{tg} \alpha_{0f}$	$\alpha_f = \alpha_{0f}$	
9	Distanța axială	A	mm	$A = \dfrac{m_n (z_1 + z_2)}{2 \cos \beta_0} \dfrac{\cos \alpha_{0f}}{\cos \alpha_f}$	$A = A_0 = \dfrac{m_n (z_1 + z_2)}{2 \cos \beta_0}$	

Scanned with OKEN Scanner

10	Modificarea specifică a distanței dintre axe	λ_f		$\lambda_f = \left(\frac{\cos \alpha_{0f}}{\cos \alpha_f} - 1\right) \frac{z_1 + z_2}{2}$	$\lambda = 0$	
11	Scurtarea specifică a dintelui	ψ_f		$\psi_f = (\xi_{1f} + \xi_{2f}) - \lambda_f$	$\psi_f = 0$	
12	Înălțimea dinților	h	mm	$h = (2f_{0n} + W_{0n} - \psi_n)\, m_n$	$h = (2f_{0n} + W_{0n})\, m_n$	
13	Diametrele cercurilor de divizare	D_{d_1} D_{d_2}	mm	$D_{d_1} = m_f z_1$ $D_{d_2} = m_f z_2$		
14	Diametrele cercurilor de bază	D_{b_1} D_{b_2}	mm mm	$D_{b_1} = m_f z_1 \cos \alpha_{0f}$ $D_{b_2} = m_f z_2 \cos \alpha_{0f}$		
15	Diametrele cercurilor de rostogolire	D_{r_1} D_{r_2}	mm mm	$D_{r_1} = m_f z_1 \frac{\cos \alpha_{0f}}{\cos \alpha_f}$ $D_{r_2} = m_f z_2 \frac{\cos \alpha_{0f}}{\cos \alpha_f}$	$D_{r_1} = D_{d_1}$ $D_{r_2} = D_{d_2}$	
16	Diametrele cercurilor de fund (interioare)	D_{i_1} D_{i_2}	mm mm	$D_{i_1} = m_f(z_1 - 2f_{0f} \pm 2\xi_{1f} - 2W_{0f})$ $D_{i_2} = m_f(z_2 - 2f_{0f} \pm 2\xi_{2f} - 2W_{0f})$	$D_{i_1} = m_f(z_1 - 2f_{0f} \pm 2\xi_{1f} - 2W_{0f})$ $D_{i_2} = m_f(z_2 - 2f_{0f} \mp 2\xi_{2f} - 2W_{0f})$	$D_{i_1} = m_f(z_1 - 2f_{0f} - 2W_{0f})$ $D_{i_2} = m_f(z_2 - 2f_{0f} - 2W_{0f})$
17	Diametrele cercurilor de vîrf (exterioare)	D_{e_1} D_{e_2}	mm mm	$D_{e_1} = m_f(z_1 + 2f_{0f} \pm 2\xi_{1f} - 2\psi_f)$ $D_{e_2} = m_f(z_2 + 2f_{0f} \pm 2\xi_{2f} - 2\psi_f)$	$D_{e_1} = m_f(z_1 + 2f_{0f} \pm 2\xi_{1f})$ $D_{e_2} = m_f(z_2 + 2f_{0f} \mp 2\xi_{2f})$	$D_{e_1} = m_f(z_1 + 2f_{0f})$ $D_{e_2} = m_f(z_2 + 2f_{0f})$
18	Grosimile dinților pe cercurile de divizare	$S_{d_{1f}}$ $S_{d_{1f}}$	mm mm	$S_{d_{1f}} = \frac{\pi m_f}{2} \pm 2\xi_{1f} m_f \operatorname{tg} \alpha_{0f}$ $S_{d_{2f}} = \frac{\pi m_f}{2} \pm 2\xi_{2f} m_f \operatorname{tg} \alpha_{0f}$	$S_{d_{1f}} = \frac{\pi m_f}{2} \pm 2\xi_{1f} m_f \operatorname{tg} \alpha_{0f}$ $S_{d_{2f}} = \frac{\pi m_f}{2} \mp 2\xi_{2f} m_f \operatorname{tg} \alpha_{0f}$	$S_{d_{1f}} = \frac{\pi m_f}{2}$ $S_{d_{2f}} = \frac{\pi m_f}{2}$
19	Pasul pe cercurile de divizare	p_f	mm	$p_f = \pi m_f$		

Obs. $f_{0n} = 1$; $\alpha_{0n} = 20°$; $f_{0f} = f_{0n} \cos \beta_0$; $W_{0f} = W_{0n} \cos \beta_0$; $\lambda_f = \lambda_n \cos \beta_0$; $\psi_f = \psi_n \cos \beta_0$.

Scanned with OKEN Scanner

se obține

$$m_n = \sqrt[3]{\frac{2M_{t1}\, C_F \cos\alpha_f\, Y_\varepsilon\, Y_F\, Y_\beta \cos^2\beta_0}{z_1 \cos\alpha_{0f}\, \Psi_m\, \sigma_{ai}}}. \qquad (10.60)$$

Pentru distanța axială se înlocuiesc :

$$B = \Psi_A \cdot A\,; \quad F_t = \frac{2M_{t1}\, C_F}{D_{r1}} = \frac{2M_{t1}\, C_F}{\frac{2\,A}{i_{12}+1}}$$

$$m_n = \frac{D_{r1}\cos\alpha_f \cos\beta_0}{z_1 \cos\alpha_{0f}} = \frac{2A\cos\alpha_f \cos\beta_0}{z_1 \cos\alpha_{0f}\,(i_{12}+1)}\,;$$

$$A = \sqrt[3]{\frac{1}{2}\cdot\frac{M_{t1}\, C_F\, z_1 \cos\alpha_{0f}\,(i+1)^2}{\psi_A\, \sigma_{ai} \cos\alpha_f \cos\beta_0}\, Y_\varepsilon Y_F\, Y_\beta}. \qquad (10.61)$$

Calculul coeficientului C_F se face pe baza indicațiilor de la roțile cilindrice cu dinți drepți considerînd angrenarea în planul normal și deci numărul de dinți ai roții echivalente.

Stabilirea rezistenței admisibile σ_{ai} se indică la paragraful 10.10.

Ca și în cazul roților cilindrice cu dinți drepți, se va exprima forța tangențială și puterea ce se poate transmite de către un angrenaj cilindric cu dinți înclinați :

— solicitarea la presiune de contact :

$$F_{t\,max} = \sigma_{Ka}^2\, B D_{r1} \frac{i_{12}}{i_{12}+1}\cdot\frac{1}{C_F\, C_g^2\, C_\varepsilon^2\, C_M^2}\,;$$

$$P_{max} \cong \frac{10^{-6}}{1{,}91}\, \sigma_{Ka}^2\, B D_{r1}^2 \frac{i_{12}}{i_{12}+1}\cdot\frac{n_1}{C_M^2\, C_\varepsilon^2\, C_g^2\, C_F}\ [\mathrm{kW}], \qquad (10.62)$$

dacă B, D_{r1} se înlocuiesc în [mm] și σ_{Ka} în [daN/mm²], C_M în [daN/mm²];

— solicitarea de încovoiere :

$$F_{t\,max} = \sigma_{ai}\, B m_n \frac{1}{C_F Y_\varepsilon Y_F Y_\beta}\,;$$

$$P_{max} = \frac{10^{-6}}{1{,}91}\, \sigma_{ai} \frac{B m_n^2}{\cos\beta_0} z_1 n_1 \frac{\cos\alpha_{0f}}{\cos\alpha_f\, C_F Y_\varepsilon Y_F Y_\beta}\ [\mathrm{kW}];$$

sau

$$P_{max} = \frac{10^{-6}}{1{,}91}\, \sigma_{ai} B\, D_{r_1}^2 \frac{n_1}{z_1} \frac{\cos\alpha_f}{\cos\alpha_{0f}} \frac{\cos\beta_0}{C_F Y_\varepsilon Y_F Y_\beta}, \qquad (10.63)$$

cu aceleași precizări pentru dimensiuni, ca în relația 10.62.

În relațiile 10.62 și 10.63 se introduc coeficienții C_g, C_F, C_ε, C_M, Y_F, Y_ε și Y_β, calculați corespunzător fiecărei solicitări, pentru roțile cu dinți înclinați.

Elementele geometrice pentru angrenajele cilindrice cu dinți înclinați se dau în tabelul 10.13.

Scanned with OKEN Scanner

10.8. CALCULUL DE REZISTENȚĂ AL ROȚILOR DINȚATE CONICE CU DINȚI DREPȚI ȘI ÎNCLINAȚI

10.8.1. Roți conice cu dinți drepți

10.8.1.1. Roțile dințate cilindrice echivalente roților conice

Relațiile stabilite la angrenajele cilindrice pot fi utilizate la calculul roților conice, dacă se înlocuiesc roțile conice prin roți cilindrice echivalente care îndeplinesc următoarele condiții [30, 83, 90]:

— modulul roții pe conul suplimentar mediu este egal cu modulul roților echivalente;

— înălțimea dintelui este egală cu cea corespunzătoare conului suplimentar mediu;

— razele lor sînt egale cu generatoarele conurilor suplimentare medii;

— forțele la angrenajul înlocuitor (echivalent) sînt egale cu cele ale angrenajului real;

— se consideră că dintele, în secțiunea cu planul ce cuprinde axa roții, este de formă dreptunghiulară (forma sa reală este trapezoidală).

În figura 10.32 se prezintă angrenajul conic și roțile echivalente.

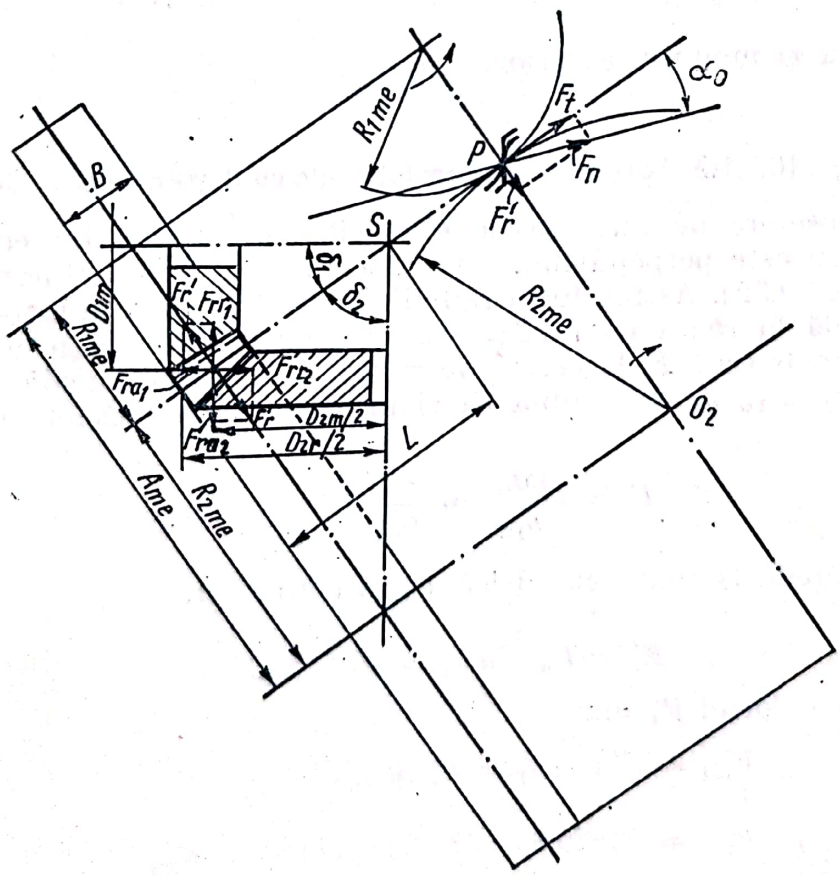


Fig. 10.32. Angrenaje conice cu dinți drepți: schema forțelor, construcția roții echivalente.

Legătura dintre elementele roților conice și ale roților dințate cilindrice echivalente se exprimă prin relațiile :

— diametrul de divizare al roții echivalente :

$$D_{1me} = \frac{D_{1m}}{\cos \delta_1}; \tag{10.64}$$

— numărul de dinți al roților echivalente :

$$z_{1e} = \frac{z_1}{\cos \delta_1}; \qquad z_{2e} = \frac{z_2}{\cos \delta_2}; \tag{10.65}$$

— modulul echivalent este

$$m_m = \frac{D_{1me}}{z_{1e}} = \frac{D_{1m}}{z_1} = m(1 - 0{,}5\,\Psi_L), \tag{10.66}$$

deoarece $\Psi_L = \frac{B}{L}$, sau $B = \Psi_L L$ (10.67)

și $$\frac{R_{1r}}{L} = \frac{R_{1m}}{L - \frac{B}{2}}; \quad R_{1m} = R_{1r}\frac{L - \frac{B}{2}}{L} = R_{1r}(1 - 0{,}5\Psi_L). \tag{10.68}$$

S-a notat cu m modulul exterior.

10.8.1.2. Forțele în angrenajul conic cu dinți drepți

Spre deosebire de angrenajele cilindrice, la angrenajul conic forța radială F_r nu este perpendiculară pe axa roții, ci este înclinată față de aceasta (fig. 10.32). Astfel, forța radială F'_r se descompune într-o componentă radială la roata conică F_{rr1} și o componentă pe direcție axială F_{ra1}.

Forța tangențială F_t la cercul de rulare în secțiunea medie a dintelui cu diametrul D_{1m} se determină ca și în cazul angrenajelor cilindrice :

$$F_t = \frac{2M_{t1}}{D_{1m}} = \frac{2M_{t1}}{D_{1r}(1 - 0{,}5\,\Psi_L)}. \tag{10.69}$$

Forța radială la roata cilindrică echivalentă este

$$F'_r = F_n \sin \alpha_0 = F_t \operatorname{tg} \alpha_0.$$

Componentele forței F'_r sînt :

$$F_{rr1} = F'_r \cos \delta_1 = F_t \operatorname{tg} \alpha_0 \cos \delta_1 = F_{ra2} \tag{10.70}$$

$$F_{ra1} = F'_r \sin \delta_1 = F_t \operatorname{tg} \alpha_0 \sin \delta_1 = F_{rr2}. \tag{10.71}$$

Pentru angrenajul conic la care unghiul dintre axe, $\delta = \delta_1 + \delta_2 = 90°$, forța radială la o roată devine forță axială la roata conjugată și invers.

Scanned with OKEN Scanner

10.8.1.3. Calculul roților dințate conice cu dinți drepți la presiune de contact

Pentru a determina relațiile de calcul la solicitarea de presiune de contact între flancuri este necesar a se introduce unele ipoteze simplificatoare care permit utilizarea relațiilor stabilite deja la roțile cilindrice cu dinți drepți. Astfel se presupune că întreaga forță tangențială acționează pe cercul cu diametrul D_{1r}, corespunzător angrenării roților în plan frontal pe conurile suplimentare (fig. 10.33, *b*; vîrfurile conurilor sînt în S_1 și S_2), conform aproximației introdusă de Tredgold [53] la studiul cinematicii acestor angrenaje. Întrucît dimensiunile dinților variază de-a lungul generatoarei L, momentul de torsiune ce se poate transmite de fiecare element al dinților va depinde de distanța sa față de vîrful conului S (fig. 10.33, *a*). În figura 10.33, *a* se prezintă variația momentului de torsiune capabil de transmis în fiecare secțiune a dintelui pe lungimea generatoarei, după parabola S_1bc. Dacă roțile dințate ar fi fost cilindrice, momentul de torsiune capabil ar fi fost reprezentat de aria *ahcd*. Suprafața *abcd* reprezintă momentul de torsiune transmis de dintele roții conice. Raportul celor două arii este egal cu $\frac{L-B}{L}$, conform indicațiilor date în lucrarea [90].

În acest fel, pentru calculul la presiune de contact, roata conică poate fi tratată ca și o roată cilindrică cu același diametru de rulare și lățime, pe care acționează forța tangențială echivalentă

$$F_{te} = F_t \frac{L}{L-B}. \qquad (10.72)$$

Într-un calcul mai exact se va considera că forța tangențială F_{te} lucrează pe cercul cu diametrul D_{1m}, corespunzător unei secțiuni medii

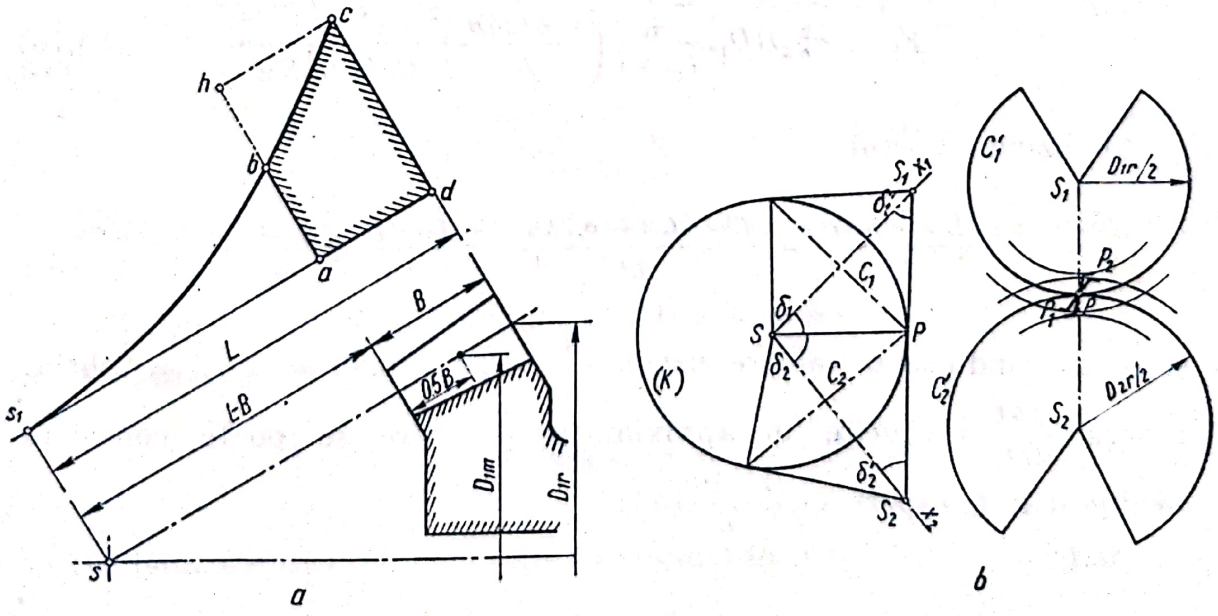


Fig. 10.33. *a* — Schema de variație a momentului de torsiune la angrenajele conice; *b* — Conurile suplimentare și aproximația Tredgold.

prin dinte, secțiune în care modulul roții conice m_m este egal cu modulul roții cilindrice echivalente cu dinți drepți (fig. 10.33, *a*). În acest caz :

$$F_{te} = F_t \frac{L}{L - 0{,}5\,B} = F_{tm}. \tag{10.73}$$

Prin F_t s-a notat forța periferică, considerată că lucrează pe diametrul de rulare în plan frontal D_{1r}, corespunzător modulului exterior m :

$$F_t = \frac{2M_t}{D_{1r}}. \tag{10.74}$$

Relația (10.24) se poate aplica roților cilindrice ce înlocuiesc, în acest mod, roțile reale conice :

$$F_{tm} = F_{te} = \sigma_{Ka}^2 B D_{1m} \frac{i_{12}}{i_{12}+1} \cdot \frac{1}{C_F C_g^2 C_\varepsilon^2 C_M^2}, \tag{10.75}$$

sau pe baza relației (10.73) se scrie

$$F_t = F_{te} \frac{L - 0{,}5B}{L} = \sigma_{Ka}^2 B D_{1m} \frac{i_{12}}{i_{12}+1} \cdot \frac{1}{C_F C_g^2 C_\varepsilon^2 C_M^2} \cdot \left(\frac{L - 0{,}5\,B}{L}\right).$$

Exprimînd $D_{1m} = D_{1r}\left(\frac{L - 0{,}5\,B}{L}\right)$, se obține

$$F_t = \sigma_{Ka}^2 B D_{1r} \frac{i_{12}}{i_{12}+1} \left(\frac{L - 0{,}5B}{L}\right)^2 \frac{1}{C_F C_g^2 C_\varepsilon^2 C_M^2}. \tag{10.76}$$

Analizînd raportul

$$\frac{(L - 0{,}5B)^2}{L^2} = \frac{L^2 - LB + 0{,}25B^2}{L^2} = \frac{L - B}{L} + \frac{B^2}{4L^2}$$

și considerîndu-se o valoare uzuală $\frac{B}{L} = \Psi_L = 0{,}33 = \frac{1}{3}$, se obține pentru $\frac{B^2}{4L^2}$ o valoare de aproximativ $\frac{1}{36}$, care se poate considera neglijabilă în raport cu $\frac{L-B}{L}$ [53].

Astfel,

$$\frac{(L - 0{,}5\,B)^2}{L^2} \cong \frac{L - B}{L}. \tag{10.77}$$

Scanned with OKEN Scanner

Forţa tangenţială corespunzătoare roţii conice în acest caz este

$$F_t = \sigma_{Ka}^2 B D_{1r} \frac{i_{12}}{i_{12}+1} \frac{L-B}{L} \frac{1}{C_F C_g^2 C_\varepsilon^2 C_M^2}, \tag{10.78}$$

adică diferă de expresia 10.24 prin raportul $\frac{L-B}{L}$, numit şi coeficient de conicitate, care permite trecerea uşoară de la roţile cilindrice la roţile conice.

Se ajunge în acest mod la acelaşi rezultat cu cel dat în lucrarea [90] şi exprimat prin relaţia (10.72). Este necesar să se precizeze că în acest calcul s-a mai introdus o aproximare referitoare la raportul $\left(\frac{i_{12}}{i_{12}+1}\right)$, care pentru roţile echivalente unui angrenaj conic cu unghiul între axe $\delta = 90°$ ar avea valoarea corectă $\frac{i_{12}}{\sqrt{i_{12}^2+1}}$. Diferenţele care apar datorită acestei aproximări nu sînt importante. Un calcul mai exact se poate face înlocuind în expresia $\frac{i_{12}}{i_{12}+1}$ valoarea raportului de transmitere pentru angrenajul echivalent $\left(\frac{i_e}{i_e+1}\right)$, ştiind în general că $i_e = \frac{z_{2e}}{z_{1e}} = i_{12}\frac{\cos\delta_1}{\cos\delta_2}$, sau, pentru $\delta = 90°$, $i_e = i_{12}^2$. Avantajele introduse însă de prima aproximare se manifestă prin relaţii mai comode de calcul şi posibilitatea de a utiliza coeficienţii stabiliţi la roţile cilindrice cu dinţi drepţi.

Expresia (10.78) se poate utiliza pentru verificarea angrenajelor:

$$\sigma_k = \sqrt{\frac{F_t}{BD_{1r}} \frac{i_{12}+1}{i_{12}} \frac{L}{L-B} C_F C_g C_\varepsilon C_M} \leqslant \sigma_{Ka}, \tag{10.79}$$

sau

$$\sigma_k = \sqrt{\frac{2M_{t1}}{BD_{1r}^2} \frac{i_{12}+1}{i_{12}} \frac{L}{L-B} C_F C_g C_\varepsilon C_M} \leqslant \sigma_{Ka}. \tag{10.80}$$

Pentru a determina lungimea generatoarei comune L se fac înlocuirile:

$$B = \Psi_L L;\ D_{1r} = 2L\sin\delta_1 = mz_1$$

şi se obţine

$$L = \sqrt[3]{\frac{1}{2} \frac{C_F M_{t1}}{\sigma_{Ka}^2 \sin^2\delta_1} \frac{i_{12}+1}{i_{12}} \frac{1}{\Psi_L(1-\Psi_L)} C_g^2 C_\varepsilon^2 C_M^2} \tag{10.81}$$

şi modulul exterior care se va lua standardizat:

$$m = \frac{2L\ \sin\delta_1}{z_1}. \tag{10.82}$$

Scanned with OKEN Scanner

Determinarea unghiului δ_1 se va face ţinînd seama de următoarele relaţii geometrice :

a) pentru angrenaje conice cu dinţi drepţi cu unghiul între axe $\delta = 90°$:

$$\operatorname{tg}\delta_1 = \frac{z_1}{z_2} = \frac{1}{i_{12}}; \quad \operatorname{tg}\delta_2 = \frac{z_2}{z_1}; \tag{10.83}$$

b) pentru angrenaje conice cu $\delta \neq 90°$:

$$\operatorname{tg}\delta_1 = \frac{\sin\delta}{i_{12} + \cos\delta}; \quad \operatorname{tg}\delta_2 = \frac{i_{12}\sin\delta}{1 + i_{12}\cos\delta}; \tag{10.84}$$

$$i_{12} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{\sin\delta_2}{\sin\delta_1}.$$

Coeficientul de lăţime a dintelui Ψ_L se determină din tabelul 10.14.

Tabelul 10.1

Valori pentru coeficientul de lăţime Ψ_L

Raportul de transmitere i	1	2	3	4	5	6,5
z_1	18—40	15—30	12—23	10—18	8—14	6—10
Ψ_L	0,3	0,3	0,3	0,3	0,294	0,228

În relaţia (10.79), ca şi în celelalte, coeficienţii C_ε, C_M şi C_g au aceleaşi semnificaţii ca în cazul roţilor cilindrice cu dinţi drepţi şi se determină cu aceleaşi relaţii, luînd ca bază numărul de dinţi al roţilor cilindrice echivalente : z_{1e} şi z_{2e} (relaţia 10.65).

Coeficientul de forţă $C_F = C'_{din} C_B C_e$.

Coeficientul C_e, de exploatare şi cel dinamic C'_{din}, se determină utilizînd aceleaşi indicaţii ca la roţi cilindrice cu dinţi drepţi (tabelul 10.8 şi fig. 10.17). În ceea ce priveşte coeficientul C_B, alegerea sa se va face după indicaţiile date în tabelul 10.15, conform lucrării [53], care

Tabelul 10.15

Coeficientul C_B — angrenaje conice

Domeniul de utilizare	Roţile dinţate nu sînt în consolă	Pe consolă este montată o roată dinţată	Ambele roţi dinţate sînt montate în consolă
Construcţia de maşini în general	1—1,1	1,1—1,25	1,25—1,43
Construcţia de automobile	1—1,1	1,1—1,25	—
Aviaţie	1—1,25	1,1—1,43	1,25—1,53

Scanned with OKEN Scanner

atrage atenţia asupra necesităţii unui montaj corect al roţilor conice din angrenaj, deoarece orice defecţiune de montaj duce la apariţia suprasarcinilor pe lungimea dinţilor.

Pentru stabilirea valorilor eforturilor unitare admisibile σ_{Ka} se vor utiliza recomandările de la paragraful 10.10.

Puterea ce se poate transmite de un angrenaj conic cu dinţi drepţi pe baza solicitării la presiune de contact este dată de relaţia

$$P = F_t \frac{D_{1r}}{2} \frac{n_1}{955\,000} = \frac{10^{-6}}{1{,}91} \sigma_{Ka}^2 B D_{1r}^2 \frac{i_{12}}{i_{12}+1} \frac{L-B}{L} \cdot n_1 \frac{1}{C_F C_\vartheta^2 C_\varepsilon^3 C_M^2} \text{ [kW]}, \tag{10.85}$$

dacă F_t este dat în [daN]; D_{1r} în [mm]; n_1 în [rot/min]; σ_{Ka} în [daN/mm²]; L în [mm]; B în [mm]; C_M în [daN/mm²].

10.8.1.4. Calculul roţilor conice cu dinţi drepţi la solicitarea de încovoiere

Se va utiliza relaţia de bază stabilită la roţile cilindrice cu dinţi drepţi scrisă pentru secţiunea medie prin dintele roţii conice:

$$\sigma_i = \frac{F_{tm} C_F}{B m_m} Y_\varepsilon Y_F \leqslant \sigma_{ai}, \tag{10.86}$$

unde:

m_m este modulul mediu al roţilor conice, $m_m = m \frac{L - 0{,}5B}{L}$;

$F_{tm} = F_t \frac{L}{L - 0{,}5B}$ — forţa tangenţială la cercul de rulare mediu (D_{1m});

C_F — coeficientul de forţă;

Y_ε — coeficientul gradului de acoperire;

Y_F — coeficientul de formă al dintelui.

Înlocuind F_{tm} şi m_m în funcţie de elementele corespunzătoare pe conurile suplimentare se obţine

$$\sigma_i = \frac{F_t C_F}{B m} Y_\varepsilon Y_F \left(\frac{L}{L - 0{,}5B} \right)^2 \cong \frac{F_t C_F}{B m} Y_\varepsilon Y_F \frac{L}{L - B}. \tag{10.87}$$

În relaţia 10.87 s-a făcut aceeaşi aproximaţie ca în cazul calculului la presiune de contact, neglijînd $\frac{B^2}{4L^2}$ în raport cu $\frac{L-B}{L}$.

Forţa tangenţială ce se poate transmite pe baza solicitării la încovoiere va fi

$$F_{t\,adm} = \sigma_{ai} \frac{Bm}{C_F} \cdot \frac{L-B}{L} \cdot \frac{1}{Y_\varepsilon Y_F}. \tag{10.88}$$

Scanned with OKEN Scanner

Puterea admisă este

$$P = F_{tadm} \frac{D_{1r}}{2} \frac{n_1}{95\,500} = \frac{10^{-6}}{1{,}91} \sigma_{ai} \frac{Bm^2 z_1}{C_F} n_1 \frac{1}{Y_\varepsilon Y_F} \frac{L-B}{L} \text{ [kW]}. \quad (10.89)$$

Rezistența admisibilă la încovoiere se determină conform datelor de la paragraful 10.10.

Coeficientul de forță $C_F = C_e C'_{din}\ C_B$.

Coeficientul C_e se determină ca în cazul roților cilindrice cu dinți drepți, coeficientul C_{din} conform figurii 10.17, iar pentru C_r se folosește relația 10.29. Coeficientul $C'_{din} = C_{din}\ C_r$. În relația 10.29 se utilizează gradul de acoperire determinat cu numărul de dinți echivalent z_{1e} și respectiv z_{2e}.

Coeficientul C_B se determină din tabelul 10.15. Relația (10.87) se poate transforma pentru a se face dimensionarea angrenajului.

Se fac înlocuirile :

$$m = \frac{2L\sin\delta_1}{z_1}\ ;\quad B = \Psi_L L.$$

Lungimea generatoarei comune este

$$L = \sqrt[3]{\frac{1}{2} \frac{M_{t1} C_F}{\sigma_{ai} \sin^2\delta_1} \cdot \frac{z_1 Y_F Y_\varepsilon}{\Psi_L(1-\Psi_L)}}. \quad (10.90)$$

10.8.2. Roți dințate conice cu dinți înclinați sau curbi

10.8.2.1. Forțele care lucrează în angrenajul conic cu dinți înclinați sau curbi

Spre deosebire de roțile conice cu dinți drepți, în cazul roților conice cu dinți curbi sau înclinați apare o forță axială în plus, cauzată de înclinarea sau curbura dinților. Se consideră forțele ca lucrînd într-un plan mediu în care înclinarea dinților este β_m (fig. 10.34). Studiul forțelor se face cu ajutorul roții echivalente cilindrice cu dinți drepți. Pentru a ajunge la această roată echivalentă se fac două transformări, obținînd în prima fază o roată de înlocuire cu dinți înclinați.

Forța periferică tangentă la cercul de rulare în secțiunea medie este

$$F_t = \frac{2M_{t1}}{D_{1m}}. \quad (10.91)$$

Forța normală este

$$F_n = \frac{F_{tn}}{\cos\alpha_n} = \frac{F_t}{\cos\beta_m \cos\alpha_n}. \quad (10.92)$$

Scanned with OKEN Scanner

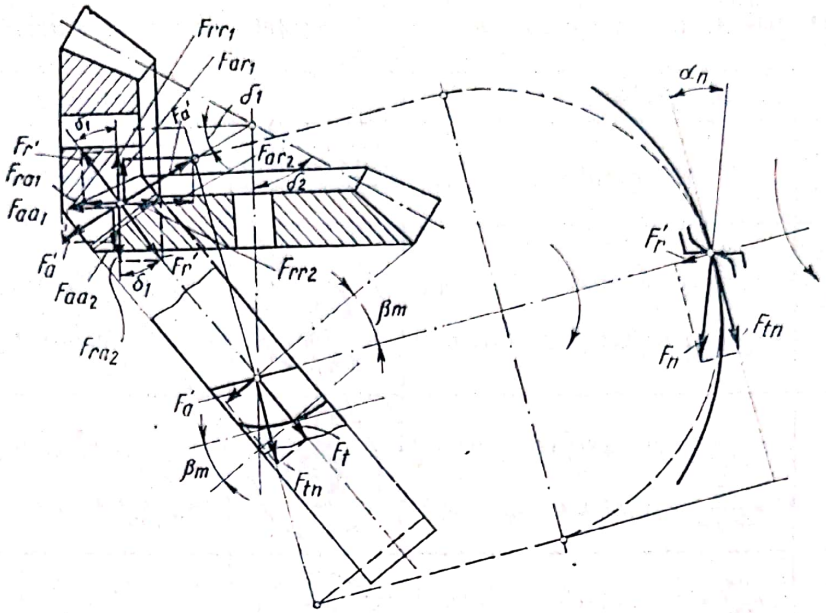


Fig. 10.34. Roți conice cu dinți înclinați. Schema forțelor.

Forța radială, $F_r' = F_n \sin\alpha_n$, are componentele F_{ra1} pe direcție axială la roata conică *1* și componenta F_{rr1} pe direcție radială la roata *1* :

$$F_{rr1} = F_r' \cos\delta_1 ;$$

$$F_{ra1} = F_r' \sin\delta_1 .$$

Componentele forței axiale F_a' în planul mediu al roții conice cu dinții înclinați vor fi :

$$F_{ar1} = F_a' \sin\delta_1 ;$$

$$F_{aa1} = F_a' \cos\delta_1 .$$

Forța radială totală pentru roata conică *1* are valoarea

$$F_{r1} = F_{rr1} \pm F_{ar1} = F_r' \cos\delta_1 \pm F_a' \sin\delta_1 ;$$

$$F_{r1} = \frac{F_t}{\cos\beta_m \cos\alpha_n} \sin\alpha_n \cos\delta_1 \pm F_t \operatorname{tg}\beta_m \sin\delta_1 = F_t \left[\frac{\operatorname{tg}\alpha_n}{\cos\beta_m} \cos\delta_1 \pm \operatorname{tg}\beta_m \sin\delta_1 \right]. \quad (10.93)$$

Forța axială totală pentru roata conică *1* se determină cu relația

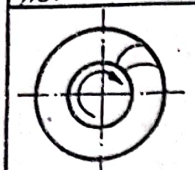
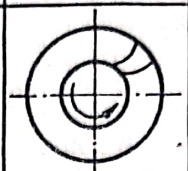
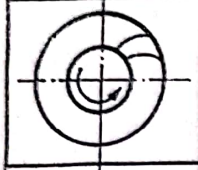
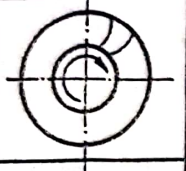
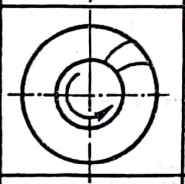
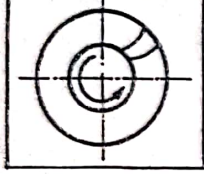
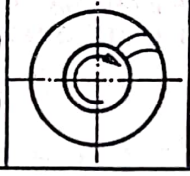
$$F_{a1} = F_{ra1} \mp F_{aa1} = F_r' \sin\delta \mp F_a' \cos\delta_1 ;$$

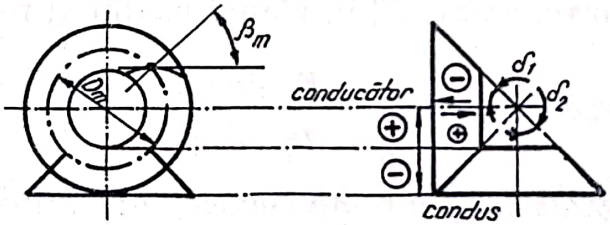
$$F_{a1} = \frac{F_t \sin\alpha_n}{\cos\beta_m \cos\alpha_n} \sin\delta_1 \mp F_t \operatorname{tg}\beta_m \cos\delta_1 = F_t \left[\frac{\operatorname{tg}\alpha_n}{\cos\beta_m} \sin\delta_1 \mp \operatorname{tg}\beta_m \cos\delta_1 \right]. \quad (10.94)$$

Semnul plus sau minus se ia în funcție de sensul forței axiale F_a' și anume, dacă sensul înclinării dinților coincide cu sensul de rotație al roții motoare (privită dinspre diametrul maxim), atunci se introduce semnul plus. În caz contrar se introduce semnul minus.

Scanned with OKEN Scanner

Relaţiile de calcul ale forţelor din angrenajele conice cu dinţi curbi

Roata conducătoare		Roata condusă	
Direcţia de înclinare a spiralei şi sensul de rotaţie.	Relaţiile de calcul	Direcţia de înclinare a spiralei şi sensul de rotaţie	Relaţiile de calcul
	$F_a = \frac{F_t}{\cos\beta_m}(\sin\beta_m \cos\delta_1 + tg\alpha_n \sin\delta_1)$ $F_r = \frac{F_t}{\cos\beta_m}(-\sin\beta_m \sin\delta_1 + tg\alpha_n \cos\delta_2)$		$F_a = \frac{F_t}{\cos\beta_m}(\sin\beta_m \cos\delta_2 - tg\alpha_n \sin\delta_2)$ $F_r = \frac{F_t}{\cos\beta_m}(\sin\beta_m \sin\delta_2 + tg\alpha_n \cos\delta_2)$
	$F_a = \frac{F_t}{\cos\beta_m}(\sin\beta_m \cos\delta_1 - tg\alpha_n \sin\delta_1)$ $F_r = \frac{F_t}{\cos\beta_m}(\sin\beta_m \sin\delta_2 + tg\alpha_n \cos\delta_1)$		$F_a = \frac{F_t}{\cos\beta_m}(\sin\beta_m \cos\delta_2 + tg\alpha_n \sin\delta_2)$ $F_r = \frac{F_t}{\cos\beta_m}(-\sin\beta_m \sin\delta_2 + tg\alpha_n \cos\delta_2)$
	$F_a = \frac{F_t}{\cos\beta_m}(\sin\beta_m \cos\delta_1 - tg\alpha_n \sin\delta_1)$ $F_r = \frac{F_t}{\cos\beta_m}(\sin\beta_m \sin\delta_1 + tg\alpha_n \cos\delta_1)$		$F_a = \frac{F_t}{\cos\beta_m}(\sin\beta_m \cos\delta_2 + tg\alpha_n \sin\delta_2)$ $F_r = \frac{F_t}{\cos\beta_m}(-\sin\beta_m \sin\delta_2 + tg\alpha_n \cos\delta_2)$
	$F_a = \frac{F_t}{\cos\beta_m}(\sin\beta_m \cos\delta_1 + tg\alpha_n \sin\delta_1)$ $F_r = \frac{F_t}{\cos\beta_m}(-\sin\beta_m \sin\delta_1 + tg\alpha_n \cos\delta_2)$		$F_a = \frac{F_t}{\cos\beta_m}(\sin\beta_m \cos\delta_2 - tg\alpha_n \sin\delta_2)$ $F_r = \frac{F_t}{\cos\beta_m}(\sin\beta_m \sin\delta_2 + tg\alpha_n \cos\delta_2)$



Pentru cazurile întîlnite la angrenajele conice cu dinţi curbi, relaţiile de calcul ale forţelor F_a şi F_r sînt date în tabelul 10.16.

Se recomandă ca sensul înclinării dinţilor să fie astfel ales, încît forţa axială rezultantă să lucreze dinspre vîrful conului, pentru a evita pericolul înţepenirii dinţilor.

Forţele determinate cu relaţiile (10.91), (10.93) şi (10.94) se folosesc pentru calculul angrenajului, al arborilor şi al lagărelor sale.

10.8.2.2. Calculul angrenajelor conice cu dinţi înclinaţi sau curbi la presiune de contact

În vederea stabilirii unei relaţii de verificare sau dimensionare, se va înlocui angrenajul conic real cu un angrenaj cilindric cu dinţi drepţi echivalent. Acest angrenaj se găseşte cu metoda utilizată şi în cazul angrenajelor conice cu dinţi drepţi. Roata conică cu dinţi înclinaţi sau curbi se va înlocui cu o roată cilindrică cu dinţi înclinaţi într-o secţiune

Scanned with OKEN Scanner

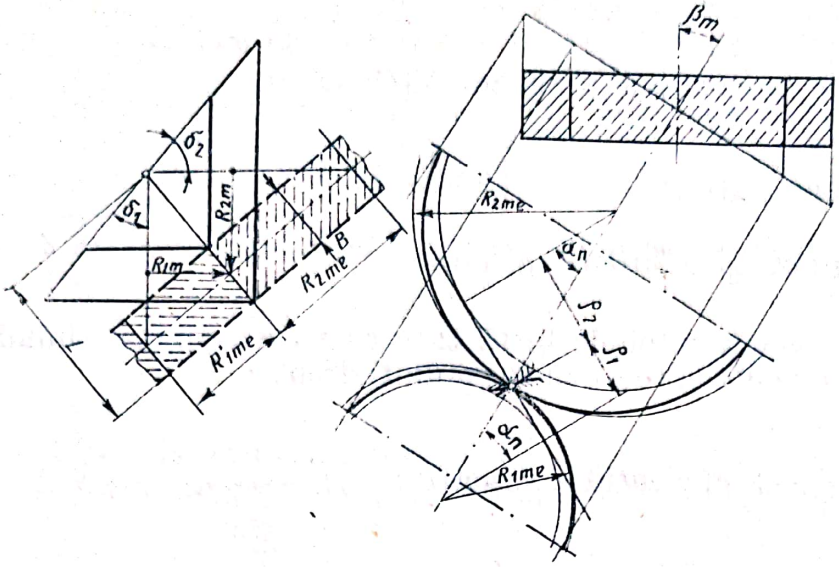


Fig. 10.35. Roți conice cu dinți înclinați. Roata echivalentă.

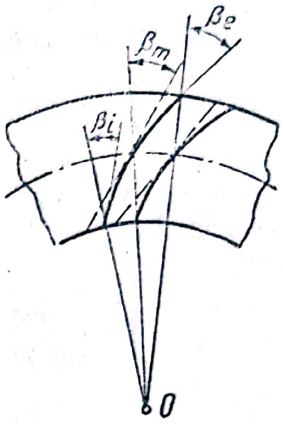


Fig. 10.36. Definirea unghiului de înclinare a dinților.

medie. Roata cilindrică cu dinți înclinați se va înlocui cu o roată cilindrică cu dinți drepți (fig. 10.35). Dinții curbi vor fi înlocuiți cu dinți înclinați cu unghiul de înclinare β_m (fig. 10.36).

Între dimensiunile roților cilindrice echivalente și cele ale roților conice cu dinți înclinați se stabilesc următoarele relații :

$$D'_{1me} = \frac{D_{1m}}{\cos\delta_1}\ ;\quad D'_{2me} = \frac{D_{2m}}{\cos\delta_2}\ ; \tag{10.95}$$

$$D_{1me} = \frac{D'_{1me}}{\cos^2\beta_m} = \frac{D_{1m}}{\cos\delta_1\cos^2\beta_m}\ ; \tag{10.96}$$

$$D_{2me} = \frac{D'_{2me}}{\cos^2\beta_m} = \frac{D_{2m}}{\cos\delta_2\cos^2\beta_m}\ . \tag{10.97}$$

Numărul de dinți ai roților dințate echivalente cu dinți drepți este

$$z_{1e} = \frac{z_1}{\cos\delta_1\cos^3\beta_m}\ , \tag{10.98}$$

respectiv

$$z_{2e} = \frac{z_2}{\cos\delta_2\cos^3\beta_m}\ . \tag{10.99}$$

Calculul de verificare la presiune de contact se va face cu relația dedusă pentru roțile conice cu dinți drepți.

$$\sigma_k = \sqrt{\frac{F_t C_F}{BD_{1r}} \cdot \frac{i_{12}+1}{i_{12}} \cdot \frac{L}{L-B}}\, C_v C_\varepsilon C_M \leqslant \sigma_{Ka}\ , \tag{10.100}$$

în care:

$F_t = \frac{2M_{t1}}{D_{1r}}$ este forța tangențială pe conul suplimentar;

B — lățimea roții;

L — lungimea generatoarei comune;

$C_F = C_e\, C'_{din}\, C_B$ — coeficientul de forță care se va determina ținînd seama de observațiile făcute la roți conice cu dinți drepți;

$C_g = \sqrt{\frac{\cos\beta_m}{\sin\alpha_f \cos\alpha_f}}$ — coeficientul geometric;

$$C_\varepsilon = \sqrt{\frac{1}{\varepsilon_f}}, \text{ pentru } \varepsilon_s \geqslant 1,$$

sau

$$C_\varepsilon^2 = \frac{4 - \varepsilon_f}{3}(1 - \varepsilon_s) + \frac{\varepsilon_s}{\varepsilon_f}, \text{ pentru } \varepsilon_s \leqslant 1.$$

În relațiile pentru C_ε, gradul de acoperire ε_f în plan frontal se calculează în funcție de numărul de dinți pentru roțile echivalente cilindrice cu dinți drepți, iar ε_s este gradul de acoperire suplimentar datorită înclinării dinților (a se vedea calculul de la roțile cilindrice cu dinți înclinați). În relația (10.100), pentru un calcul mai exact se va înlocui expresia $\frac{i_{12}+1}{i_{12}}$ cu $\frac{i_e+1}{i_e}$, unde i_e este raportul de transmitere pentru roțile echivalente.

Coeficientul C_M se determină cu aceleași relații ca și pentru roțile cilindrice cu dinți drepți.

Puterea ce se poate transmite cu aceste angrenaje este

$$P = F_t \frac{D_{1r}}{2} \frac{n_1}{95\,500} = \frac{10^{-6}}{1{,}91}\, \sigma_{Ka}^2\, BD_{1r}^2 \frac{i_{12}}{i_{12}+1}\left(\frac{L-B}{L}\right) n_1 \frac{1}{C_F C_g^2 C_\varepsilon^2 C_M^2}. \quad (10.101)$$

Elementele din relație se înlocuiesc în unitățile de măsură ca în relația (10.85).

Relația (10.100) poate fi transformată și pentru a servi la dimensionare, dar deoarece aceste roți se prelucrează pe mașini-unelte de construcție specială, firmele constructoare au elaborat și metode de determinare a elementelor geometrice. Este deci necesară doar verificarea dimensiunilor în condițiile de funcționare.

Rezistența admisibilă σ_{Ka} se alege conform indicațiilor din paragraful 10.10.

Scanned with OKEN Scanner

10.8.2.3. Calculul angrenajelor conice cu dinți înclinați sau curbi pe baza solicitării de încovoiere

Utilizînd aceleași procedee ca la angrenajele conice cu dinți drepți se va apela și în acest caz la roata echivalentă cu dinți înclinați care se reduce în final la o roată cilindrică cu dinți drepți, cu numărul de dinți z_{1e} respectiv z_{2e}.

Relația de bază pentru roțile cilindrice cu dinți înclinați,

$$\sigma_i = \frac{F_{t_m} C_F}{B\, m_{nm}}\, Y_\varepsilon\, Y_F\, Y_\beta \leqslant \sigma_{ai}, \tag{10.102}$$

se va adopta prin înlocuirile:

— forța tangențială pentru angrenajul complementar,

$$F_{tm} = F_t \frac{D_{1r}}{D_{1m}} = F_t \frac{L}{L - 0{,}5B};$$

— modulul normal mediu (într-o secțiune la jumătatea lățimii dintelui),

$$m_{nm} = m_n \frac{L - 0{,}5B}{L};$$

— modulul normal exterior,

$$m_n = m_f \cos\beta_e;$$

m_f este modulul frontal pentru roata conică cu dinți înclinați.

Efortul unitar de încovoiere va fi

$$\sigma_i = \frac{F_t C_F L}{(L - 0{,}5B)} \cdot \frac{Y_\varepsilon Y_F Y_\beta L}{B\, m_n (L - 0{,}5B)} \cong \frac{F_t C_F}{B\, m_n}\, Y_\varepsilon\, Y_F\, Y_\beta \left(\frac{L}{L - B}\right). \tag{10.103}$$

Forța tangențială admisibilă este

$$F_{t\,adm} = \frac{\sigma_{ai}\, B\, m_n}{C_F\, Y_\varepsilon\, Y_F\, Y_\beta} \cdot \frac{L - B}{L}. \tag{10.104}$$

Puterea maximă admisă:

$$P_{adm} = F_{t\,adm} \frac{D_{1r}}{2} \cdot \frac{n_1}{95\,500} = \frac{10^{-6}}{1{,}91} \cdot \frac{\sigma_{ai}\, B\, z_1}{C_F Y_\varepsilon Y_F Y_\beta} \cdot \frac{m_n^2}{\cos\beta_e} \left(\frac{L - B}{L}\right) n_1 \text{ [kW]}. \tag{10.105}$$

Valorile parametrilor se înlocuiesc în unitățile de măsură: σ_{ai} [daN/mm²]; B [mm]; m_n [mm]; L și B [mm]; n_1 [rot/min].

Scanned with OKEN Scanner

Tabelul 10.17

Elemente geometrice pentru angrenaje conice

Nr. crt.	Denumirea mărimii			Angrenaje conice cu dinți drepți		Angrenaje conice cu dinți înclinați	
				Roți $\xi_1=0;\ \xi_2=0$	Roți $\xi_1=-\xi_2$	Roți $\xi_1=0;\ \xi_2=0$	Roți $\xi_1=-\xi_2$
1	Unghiul dintre axe	δ	grade	$\delta \neq 90°$			
2	Semiunghiurile conurilor de divizare	δ_1 δ_2	grade grade	$\operatorname{tg}\delta_1=\dfrac{\sin\delta}{i_{12}+\cos\delta}$	$\operatorname{tg}\delta_2=\dfrac{i_{12}\sin\delta}{1+i_{12}\cos\delta}$		
3	Numărul de dinți ai roților echivalente	z_{1e} z_{2e}		$z_{1e}=\dfrac{z_1}{\cos\delta_1}$;	$z_{2e}=\dfrac{z_2}{\cos\delta_2}$	$z_{1e}=\dfrac{z_1}{\cos\delta_1\cos^3\beta_m}$;	$z_{2e}=\dfrac{z_2}{\cos\delta_2\cos^3\beta_m}$
4	Numărul de dinți ai roții	z_e		$z_2=i_{12}z_1$			
5	Unghiul de înclinare exterior pe conul de divizare	β_e	grade	$\beta_e=0$		$\sin\beta_e=(1-0{,}5\,\Psi_L)\sin\beta_m$	
6	Modulul frontal (modulul standardizat)	m_f	mm	$m_f=m_n=m$		$m_f=\dfrac{m_n}{\cos\beta_e}$	
7	Lungimea generatoarei comune	L	mm	$L=\dfrac{m_f z_1}{2\sin\delta_1}=\dfrac{m_f z_1\sqrt{i_{12}^2+2i_{12}\cos\delta+1}}{2\sin\delta}$			
8	Coeficientul de lățime a dintelui	Ψ_L		$\Psi_L=\dfrac{B}{L}=0{,}3\div0{,}25$			

Scanned with OKEN Scanner

Tabelul 10.17 (continuare)

9	Diametrele cercurilor de divizare	D_{d_1} D_{d_2}	mm mm	$D_{d_2} = m_f z_1$ $D_{d_1} = m_f z_2$			
10	Deplasarea specifică în secțiunea normală	ξ_{1n} ξ_{2n}		$\xi_1 = \xi_2 = 0$	$\xi_1 = -\xi_2$	$\xi_{1n} = \xi_{2n} = 0$	$\xi_{1n} = -\xi_{2n}$
11	Deplasarea specifică în secțiunea frontală	ξ_{1f} ξ_{2f}				$\xi_{1f} = \xi_{2f} = 0$	$\xi_{1f} = \xi_{1n} \cos \beta_1$ $\xi_{2f} = \xi_{2n} \cos \beta_2$
12	Înălțimea capului dintelui	a_1 a_2	mm mm	$a_1 = mf_0$ $a_2 = mf_0$	$a_1 = m(f_0 \pm \xi_{1f})$ $a_2 = m(f_0 \mp \xi_{2f})$	$a_1 = m_f f_0$ $a_2 = m_f f_0$	$a_1 = m_f(f_0 \pm \xi_{1f})$ $a_2 = m_f(f_0 \mp \xi_{2f})$
13	Înălțimea piciorului dintelui	b_1 b_2	mm mm	$b_1 = m(f_0 + W_0)$ $b_2 = m(f_0 + W_0)$	$b_1 = m(f_0 \mp \xi_{1f} + W_0)$ $b_2 = m(f_0 \pm \xi_{2f} + W_0)$	$b_1 = m_f(f_0 + W_0)$ $b_2 = m_f(f_0 + W_0)$	$b_1 = m_f(f_0 \mp \xi_{1f} + W_0)$ $b_2 = m_f(f_0 \pm \xi_{2f} + W_0)$
14	Diametrele vîrfurilor (exterioare)	D_{e_1} D_{e_2}	mm mm	$D_{e_1} = D_{d_1} + 2a_1 \cos \delta_1$ $D_{e_2} = D_{d_2} + 2a_2 \cos \delta_2$			
15	Diametrele fundurilor (interioare)	D_{i_1} D_{i_2}	mm mm	$D_{i_1} = D_{d_1} - 2b_1 \cos \delta_1$ $D_{i_2} = D_{d_2} - 2b_2 \cos \delta_2$			
16	Unghiurile corespunzătoare capului dintelui	φ_{a_1} φ_{a_2}	grade	$\operatorname{tg} \varphi_{a_1} = \frac{a_1}{L}$		$\operatorname{tg} \varphi_{a_2} = \frac{a_2}{L}$	
17	Unghiurile corespunzătoare piciorului dintelui	φ_{b_1} φ_{b_2}	grade	$\operatorname{tg} \varphi_{b_1} = \frac{b_1}{L}$		$\operatorname{tg} \varphi_{b_2} = \frac{b_2}{L}$	
18	Unghiurile exterioare	δ_{e_1} δ_{e_2}	grade	$\delta_{e_1} = \delta_1 + \varphi_{a_1}$ $\delta_{e_2} = \delta_2 + \varphi_{a_2}$			

Scanned with OKEN Scanner

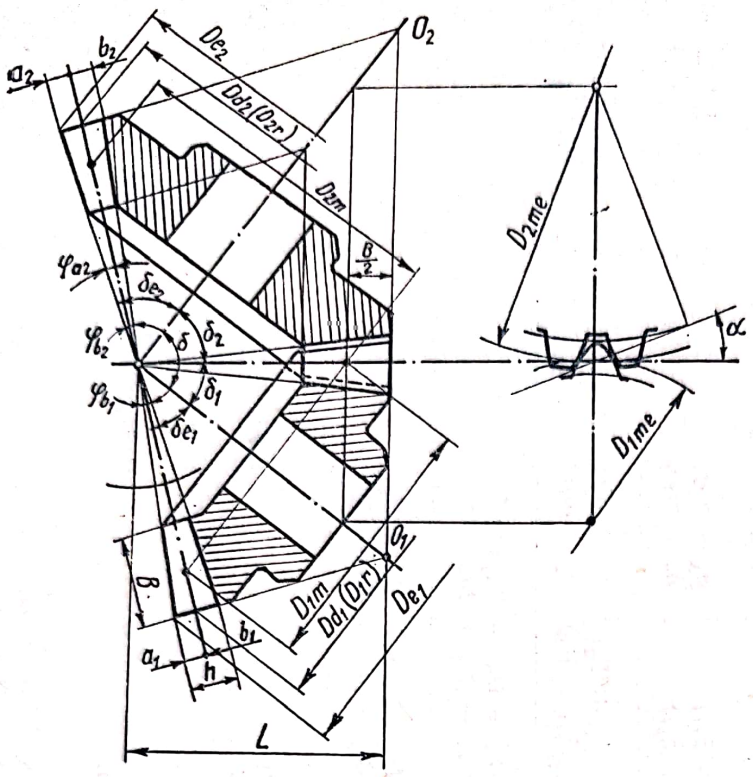


Fig. 10.37. Elementele geometrice la angrenajele conice.

Din aceleași motive ca la paragraful 10.8.2.2. s-au prezentat doar relațiile pentru verificarea angrenajului.

Elementele geometrice pentru angrenajele conice se prezintă în figura 10.37 și tabelul 10.17. Aceste elemente sînt definite pe baza roții plane de referință, STAS 8644-63.

Coeficienții C_F, Y_ε, Y_F, Y_β se determină ca în cazul roților cilindrice, ținînd seama de numărul de dinți echivalent z_{1e} și z_{2e} și de influiența unghiului β_m la determinarea gradului de acoperire și a coeficientului Y_β.

10.9. CALCULUL ANGRENAJELOR MELCATE

10.9.1. Generalități asupra angrenajelor elicoidale

Angrenajele melcate sînt angrenaje elicoidale cu axe încrucișate în spațiu la care unghiul dintre axe δ este de obicei 90°,

$$\delta = \beta_1 + \beta_2.$$

Angrenajele elicoidale sînt formate din roți dințate cu dinți înclinați (figura 10.38). Contactul dintre dinți este punctiform, ceea ce aduce după sine o capacitate portantă redusă. Aceste angrenaje se folosesc numai la transmiterea unor puteri mici, în cadrul lanțurilor cinematice unde au rol cinematic. Angrenajele elicoidale sînt caracterizate și de existența alunecării relative între dinți, ca urmare a direcției diferite a vitezelor în punctul de contact (fig. 10.38).

Raportul de transmitere este

$$i_{12} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{z_2}{z_1} = \frac{R_{r2}}{R_{r1}} \operatorname{tg}\beta_1, \qquad (10.106)$$

Scanned with OKEN Scanner

unde R_{r1} şi R_{r2} reprezintă razele cercurilor de rostogolire, iar β_1 sau β_2 este unghiul de înclinare a dinţilor.

Raportul de transmitere este variabil în funcţie de razele cercurilor de rostogolire şi de unghiul de înclinare a dinţilor. Dinţii sînt înclinaţi în acelaşi sens faţă de axa roţilor. Distanţa axială este

$$A = \frac{m_n}{2}\left[\frac{z_1}{\cos\beta_1} + \frac{z_2}{\cos\beta_2}\right]. \quad (10.107)$$

Calculul angrenajelor elicoidale se face în mod analog cu cel al angrenajelor cilindrice cu dinţi înclinaţi. Elementele de cinematică ale angrenajelor elicoidale se prezintă detaliat în lucrările [81, 96, 134].

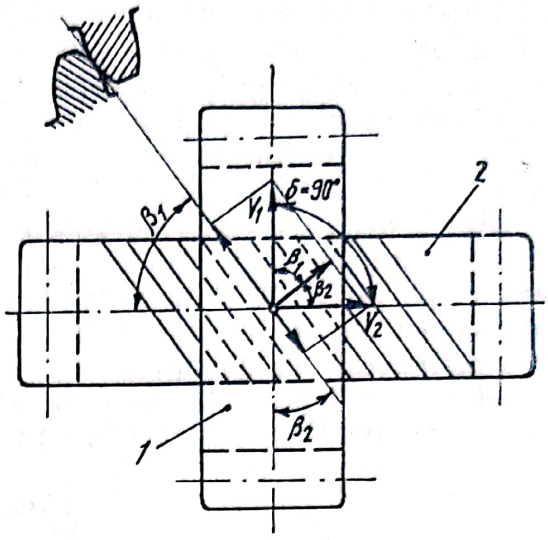


Fig. 10.38. Angrenajul elicoidal.

10.9.1.1. Angrenaje melcate. Tipuri. Particularităţi cinematice

Pentru transmiterea unor puteri mari (pînă la 100 kW la $n < 4000$ rot/min), angrenajele elicoidale se înlocuiesc cu angrenajele melcate cu mai multe începuturi (fig. 10.39). Există mai multe tipuri de angrenaje melcate în funcţie de forma melcului şi de geometria sa. Astfel, se utilizează:

— angrenaje melcate cilindrice (fig. 10.39, *a*);
— angrenaje melcate globoidale (fig. 10.39, *b*).

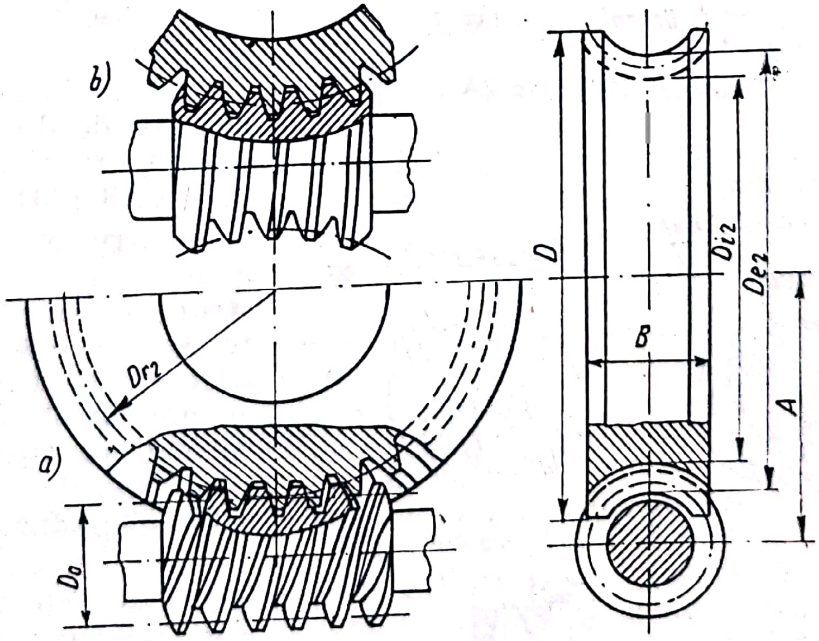


Fig. 10.39. Angrenajul melcat: *a* — cu melc cilindric; *b* — cu melc globoidal.

După geometria melcului, angrenajele melcate cilindrice pot fi (după STAS 6845-75) cu: melc arhimedic (ZA); melc tip ZN1 — cu profilul rectiliniu în secţiune normală pe dinte; melc tip ZN2 — cu profil rectiliniu în secţiune normală pe gol; melc evolventic (ZE); melc tip ZK1 — generat cu sculă dublu conică şi melc tip ZK2 — generat cu freză deget conică avînd modulul de la 1 la 25 mm.

Melcii arhimedici sînt şuruburi cu profil trapezoidal, care în secţiune frontală au profilul după o spirală arhimedică. Se prelucrează uşor, suprafaţa spirei melcului este o suprafaţă riglată nedesfăşurabilă şi din această cauză nu se pot rectifica. Melcii arhimedici sînt foarte răspîndiţi în construcţia de maşini.

Melcii de tipul ZN1 şi ZN2 au profilul în secţiune frontală după o evolventă buclată şi pot fi cu profilul rectiliniu în secţiune normală pe dinte (ZN1) şi cu profilul rectiliniu într-o secţiune normală pe elicea medie a golului (ZN2). Suprafaţa spirei este nedesfăşurabilă şi nu poate fi rectificată decît în condiţii speciale.

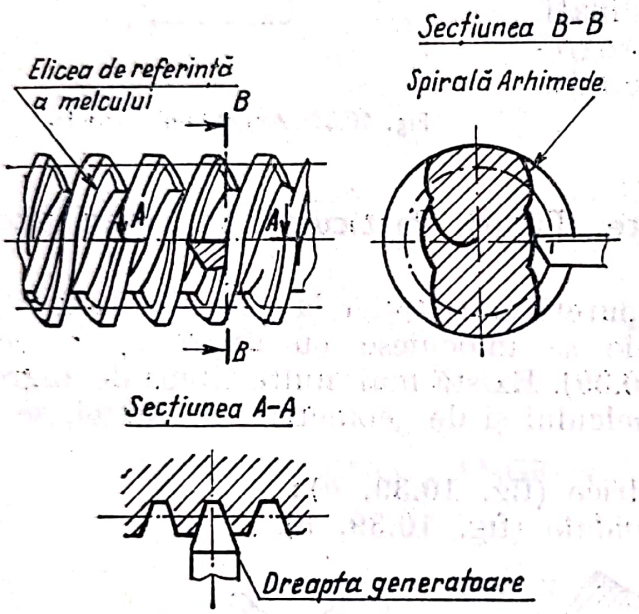


Fig. 10.40. Melcul tip ZA.

Melcii evolventici au profilul în secţiune frontală după o evolventă. Pot fi asemănaţi cu roţile cilindrice cu dinţi înclinaţi cu un unghi mare de înclinare. Suprafaţa spirei melcului este desfăşurabilă şi deci se poate rectifica cu un disc plan pe maşini speciale.

Modul de prelucrare a melcilor de diferite tipuri rezultă din figurile 10.40 ... 10.43 [134, 83].

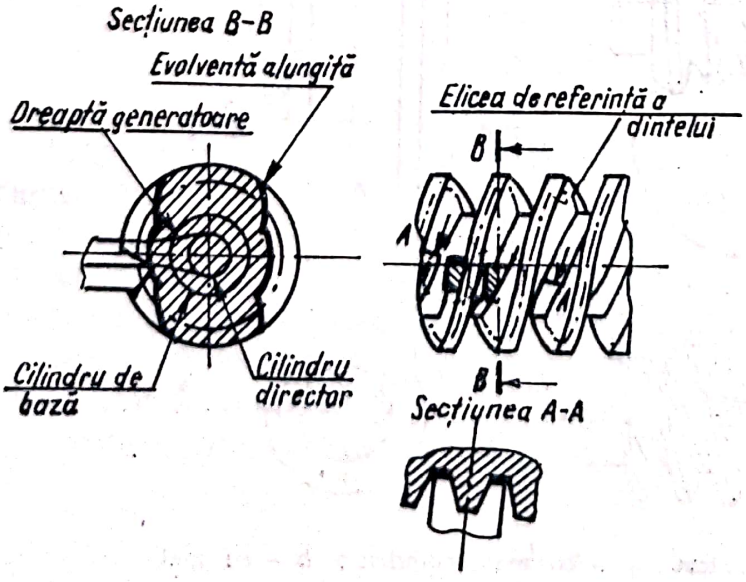


Fig. 10.41. Melcul tip ZN1.

Pentru generarea melcului de tip arhimedic prin strunjire, muchiile aşchietoare ale cuţitului fiind drepte, vor fi cuprinse în planul axial (fig. 10.40). Melcul de tip ZN1 (cu profil rectiliniu în secţiune normală pe dinte) este generat tot prin strunjire, muchiile aşchietoare ale cuţitului fiind drepte, aşchierea va avea loc într-un plan normal pe elicea dintelui.

Scanned with OKEN Scanner

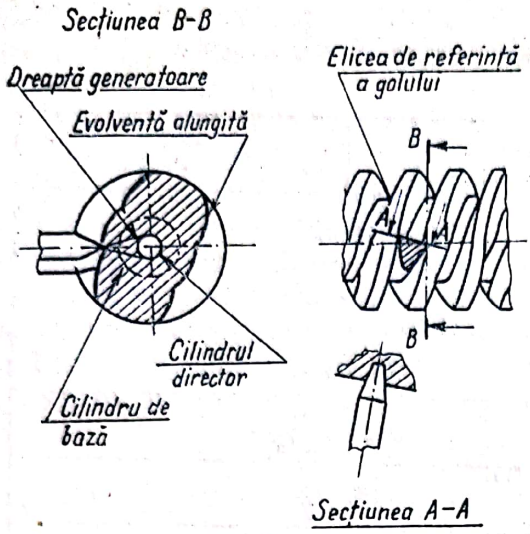


Fig. 10.42. Melcul tip ZN2.

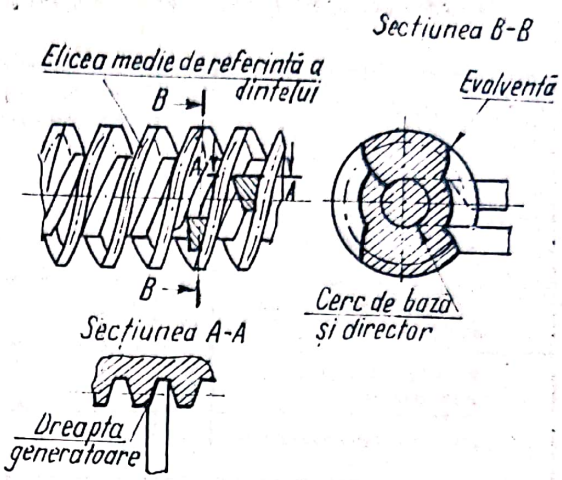


Fig. 10.43. Melcul tip ZE.

O muchie a cuțitului este în acest caz tangentă la un cilindru cu diametrul mai mic decît cel de rostogolire. Acest cilindru fiind cilindru director, profilul dintelui în secțiune frontală va fi o evolventă alungită (fig. 10.41). Cele două segmente generatoare ale celor două flancuri sînt tangente la același cerc director și se intersectează în afara cilindrului de vîrf al melcului.

La melcul de tip ZN2 (cu profilul rectiliniu în secțiune normală pe gol), dreptele generatoare ale celor două flancuri sînt tangente la același cerc director, iar punctul lor de intersecție va fi în interiorul cilindrului de fund al melcului (fig. 10.42). Profilul frontal al acestui melc este tot o evolventă alungită. Melcul poate fi realizat tot prin strunjire, muchiile așchietoare ale cuțitului fiind drepte, într-un plan normal pe golul dintelui (elicea golului dintelui).

Melcul tip ZE (evolventic) poate fi generat prin strunjire, muchiile așchietoare ale cuțitului fiind situate în plane paralele și tangente la cilindrul de bază (fig. 10.43).

Secțiunea melcului în care profilul este rectiliniu este o secțiune paralelă cu cea axială și tangentă la cilindrul de bază. Forma melcului de referință determină tipul și forma sculei cu care se va prelucra roata melc. Roțile melcate se pot prelucra cu freză melc în producție de serie și cu cuțite rotative în cazul unicatelor. Freza melcată pentru prelucrarea roților melcate trebuie să fie identică cu melcul cu care va angrena roțile, iar diametrul exterior al melcului va fi mai mare cu dublul jocului radial.

Angrenajul melcat se poate executa cu deplasări de profil. Valorile deplasărilor de profil se aplică la roată, scula-melc trebuind să fie identică cu melcul.

Dimensiunile geometrice ale angrenajelor melcate sînt date în tabelul 10.18.

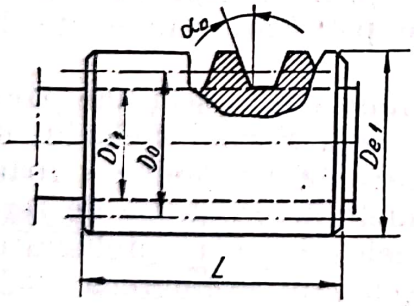
În cazul angrenajului melcat, generarea are loc ca la angrenajele cu cremalieră, elementele geometrice ale roții melcate rezultă analog ca la acest tip de angrenaje. La angrenajul deplasat, cercul de rostogolire al roții melcate coincide cu cercul de divizare al acestuia (în secțiunea

Scanned with OKEN Scanner

FORMULE PENTRU CALCULUL GEOMETRIC AL ANGRENAJELOR MELCATE CILINDRICE

Nr. crt.	Denumirea mărimii	Simbol	Dimensiune	Angrenaje melcate cilindrice fără deplasare de profil	Angrenaje melcate cilindrice cu deplasare de profil
1	Unghiul dintre axe	δ	grade	$\delta = 90°$	
2	Numărul de începuturi al melcului	z_1		$z_1 = 1 \sim 4$	
3	Numărul de dinți a roții dințate	z_2		$z_2 = i_{12} z_1$	
4	Numărul de dinți a roții echivalente	z_{2e}		$z_{2e} = \frac{z_2}{\cos^3 \theta_0}$	
5	Unghiul elicei de referință	θ_0	grade	$tg\,\theta_0 = \frac{z_1}{q}$	
6	Coeficientul diametral	q		Se ia din STAS 6845-75 (vezi mai jos)	
7	Diametrul de referință	D_0	mm	$D_0 = q m_a$	
8	Diametrul cercului de divizare a roții	D_d	mm	$D_d = m_a z_2$	
9	Diametrele cercurilor de rostogolire	D_{r1} D_{r2}	mm mm	$D_{r1} = q m_a$ $D_{r2} = m_a z_2$	$D_{r1} = m_a (q \pm 2\xi)$ $D_{r2} = m_a z_2$
10	Distanța axială	A	mm	$A = \frac{m_a}{2}(q + z_2)$	$A = \frac{m_a}{2}(q + z_2 \pm 2\xi)$
11	Diametrele cercurilor exterioare	D_{e1} D_{e2}	mm mm	$D_{e1} = m_a (q + 2f_0)$ $D_{e2} = m_a (z_2 + 2f_0)$	$D_{e1} = m_a (q + 2f_0)$ $D_{e2} = m_a (z_2 + 2f_2 \pm 2\xi)$
12	Înălțimea dintelui	h	mm	$h = m_a (2f_0 + W_0)$	
13	Diametrele cercurilor interioare	D_{i1} D_{i2}	mm mm	$D_{i1} = m_a (q - 2f_0 - 2W_0)$ $D_{i2} = m_a (z_2 - 2f_0 - 2W_0)$	$D_{i1} = m_a (q - 2f_0 - 2W_a)$ $D_{i2} = m_a (z_2 - 2f_0 - 2W_a + 2\xi)$

Obs: $f_0 = 1$ $W_0 = 0{,}25$



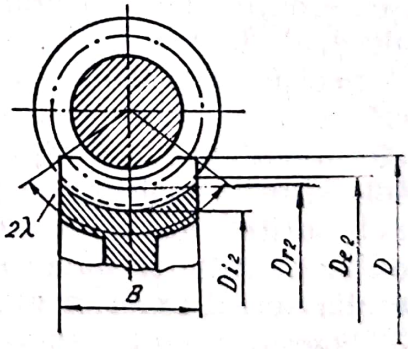
$Z_1 = 1 \ldots 2$ $L = (11 + 0{,}06 Z_2) m_a$
$Z_1 = 3 \ldots 4$ $L = (12{,}5 + 0{,}09 Z_2) m_a$
$\alpha_0 = 20°$ la melcii arhimedici
$\alpha_{0N} = 20°$ la melcii tip ZK1, ZK2, ZE

În cazul melcilor rectificați lungimea părții filetate se mărește pentru $m < 10$ mm cu 20 mm, pentru $m = 10 \ldots 16$ mm cu 35 - 40 mm, pentru $m > 16$ mm cu 50 mm

Dimensiuni constructive pentru melc și roată

pentru: $Z_1 \leq 3$ $B \leq 0{,}75 De_1$
$Z_1 = 4$ $B \leq 0{,}67 De_1$

pentru: $Z_1 = 1$ $D = De_2 + 2m$
$Z_1 = 2 \sim 3$ $D = De_2 + 1{,}5m$
$Z_1 = 4$ $D = De_2 + m$



VALORILE LUI q DUPĂ STAS 6345-75

m_a	1 ... 1,5	2 ... 2,5	3 ... 4	5 ... 6	8 ... 10	12 ... 16	20 ... 25
q	12	10	10	9	9	8	7
	14	12	11	10	10	9	8
	16	14	12	12	11	10	9

Notă: Coeficienții subliniați sînt de preferat

Modulul axial standardizat va avea valorile: (STAS 822-61) 1; 1,25; 1,5; 2; 2,5; 3; 4; 5; 6; 8; 10; 12; 16; 20; 25

mediană, rezultă un cilindru de rostogolire al melcului, echivalent liniei de rostogolire a cremalierei).

Alunecarea între profilele angrenajelor melcate cilindrice

La angrenajul melcat vitezele periferice ale cilindrilor de rostogolire, V_1 și V_2 nu coincid (fig. 10.44). Prin rotire, spira melcului alunecă pe dintele roții cu viteza de alunecare V_a, dirijată după tangenta la linia elicoidală de pe cilindrul de divizare a melcului :

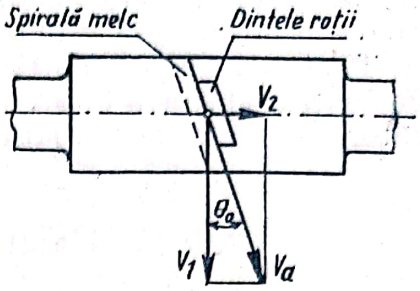


Fig. 10.44. Schema vitezelor la angrenajul melcat.

$$V_a = \sqrt{V_1^2 + V_2^2} = \frac{V_1}{\cos\theta_0}, \tag{10.108}$$

sau

$$\frac{V_2}{V_1} = \operatorname{tg}\theta_0.$$

Vitezele periferice sînt :

$$V_1 = \frac{\pi D_0 n_1}{60 \cdot 1000}; \tag{10.109}$$

$$V_2 = \frac{\pi D_{d_2} n_2}{60.1000}. \tag{10.110}$$

Din relația (10.108) rezultă că pentru valorile uzuale ale unghiurilor $\theta_0 < 30°$, viteza de alunecare $V_a > V_1$. Aceste alunecări mari care apar între profile de-a lungul spirei melcului duc la reducerea randamentului angrenajelor melcate, la uzura pronunțată și la tendința de gripare mult mai pregnantă decît la angrenajele cilindrice și conice. Prezența alunecărilor între profile este dezavantajul principal al angrenajelor melcate. Dispoziția liniilor de contact dintre flancuri în raport cu viteza de alunecare (fig. 10.45, *b*) favorizează tendința de gripare a angrenajelor melcate.

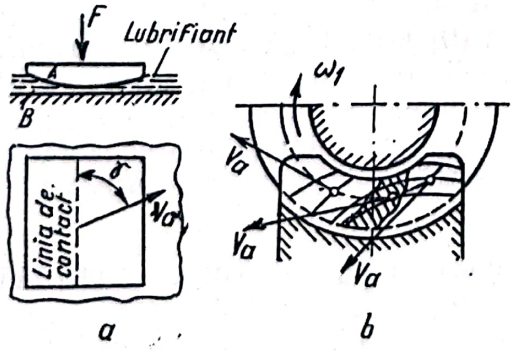


Fig. 10.45. Dispoziția liniilor de contact la angrenajul melcat.

Deoarece unghiul γ, închis de vectorul V_a și liniile de contact este diferit de 90°, ungerea între cele două suprafețe ale flancurilor care alunecă una pe alta nu este corespunzătoare. Cu cît unghiul γ se apropie de 90°, în timpul deplasării corpului A cu viteza V_a, lubrifiantul intră sub el și are loc o frecare lichidă (fig. 10.45, *a*). Pentru unghiuri mici ungerea este foarte slabă, existînd tendința de frecare uscată, ceea ce în anumite zone ar duce la încălziri puternice. Acest lucru se petrece la angrenajul melcat în zona haşurată (fig.

Scanned with OKEN Scanner

10.45, *b*), avînd consecinţă apariţia în această zonă a gripajului, cînd angrenajul lucrează la sarcini mari.

Pentru a evita apariţia acestei uzuri termice, se limitează presiunea de contact şi se iau măsuri de alegere a unui cuplu de materiale corespunzător pentru melc şi roata melcată.

10.9.1.2 Materiale pentru angrenajele melcate

Melcii angrenajelor melcate se execută din oţeluri aliate de cementare tratate termic : 15 CO 7, 13 CN 33, 17 MC 10, 15 MoC 12, cu duritatea după călire HRC = 58...63, sau din oţeluri de îmbunătăţire (în majoritatea cazurilor aliate), cu conţinut mediu de carbon : OLC 45, 41 C 10, 33 MoC 11, 41 CN 12 etc. Melcii executaţi din aceste oţeluri se călesc la HRC = 45 ... 55.

Roata melcată (sau numai coroana), în cazul cînd $V_a > 5$ m/s, se execută din bronz cu Sn (Bz 14 T STAS 197-68), sau din bronz cu zinc (Bz 9 Zn T STAS 197-68), cu duritatea 100 ... 110 HB.

Pentru viteze de alunecare $V_a > 10$ m/s, se folosesc bronzuri speciale cu diferite elemente de aliere.

La viteza de alunecare $V_a < 6$ m/s, se pot utiliza bronzuri de aluminiu (Bz Al 9 T STAS 198-67), iar la viteze şi mai mici, $V_a < 2$ m/s, se pot utiliza fontele cenuşii sau de antifricţiune.

Roţile melcate cu diametrul pînă la 200 mm se toarnă integral din bronz, iar celelalte se execută în general din două bucăţi : coroana din bronz iar corpul roţii din fontă cenuşie Fc 200. Îmbinarea între coroană şi corpul roţii se realizează prin seraj.

10.9.1.3. Forţele ce acţionează în angrenajele melcate

Forţele care lucrează în angrenajele melcate sînt repartizate pe liniile de contact, avînd punctul de aplicaţie în centrul de greutate al liniilor de contact. Forţa rezultantă este o mărime variabilă, ca urmare a particularităţilor de angrenare la angrenajele melcate (lungimea şi forma liniilor de contact se schimbă şi deci şi poziţia centrului lor de greutate). În calcul se introduce o forţă echivalentă F_n a forţei reale, care va fi aplicată în punctul în care normala comună a celor două axe intersectează cilindrul de divizare al melcului (fig. 10.46) şi va fi dirijată după direcţia normalei la flancul dintelui. Ca urmare a alunecării între flancurile roţii şi ale melcului există o forţă de frecare μF_n care lucrează de-a lungul dinţilor.

Din figura 10.46 se pot deduce relaţiile pentru determinarea forţelor ce lucrează în angrenajul melc roată melcată.

Forţa tangenţială la melc :

$$F_{t1} = F'_{t1} + F''_{t1} = F_{tn1} \sin\theta_0 + \mu F_n \cos\theta_0 = F_n(\cos\alpha_n \sin\theta_0 + \mu\cos\theta_0), \qquad (10.111)$$

deoarece $F_{tn1} = F_n \cos\alpha_n$;

Forţa tangenţială la roată :

$$F_{t2} = F_{a1} = Fa'_1 - Fa''_1 ;$$

Scanned with OKEN Scanner

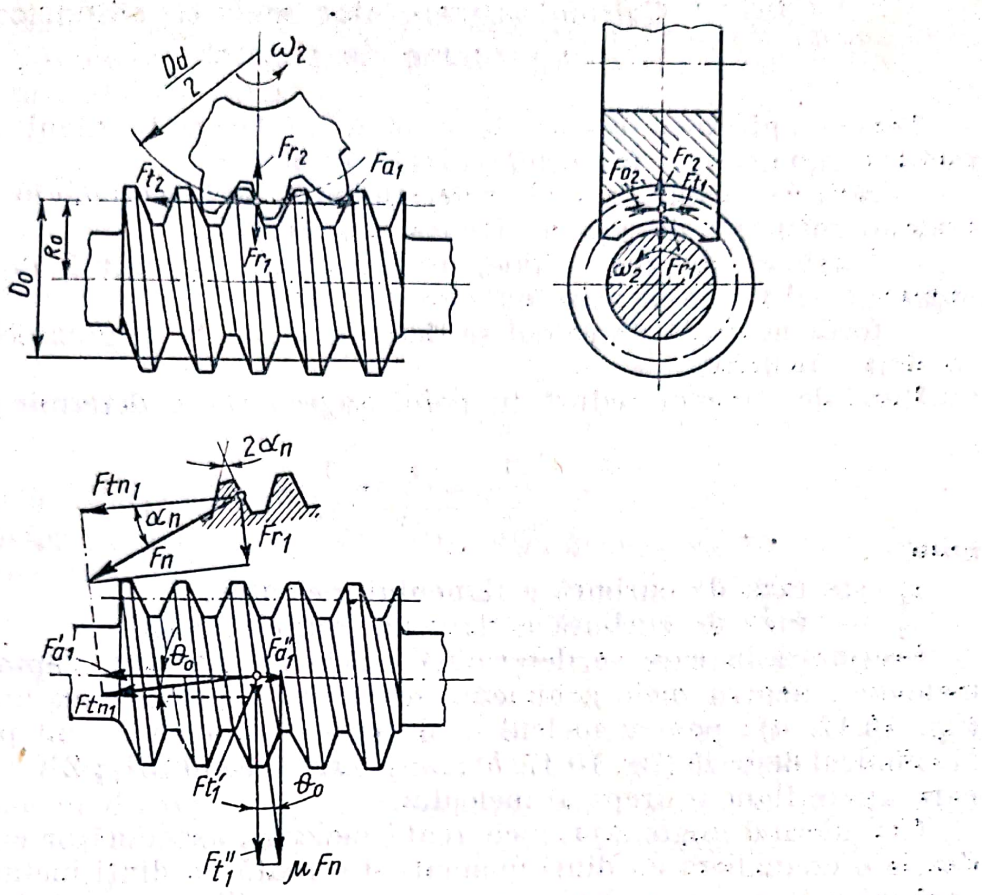


Fig. 10.46. Schema forţelor la angrenajul melcat.

$$F_{t2}=F'_{t2}-F''_{t2}=F_{tn1}\cos\theta_0-\mu F_n\sin\theta_0=F_n(\cos\alpha_n\cos\theta_0-\mu\sin\theta_0); \qquad (10.112)$$

Forţa radială :

$$F_{r1}=F_{r2}=F_n\sin\alpha_n. \qquad (10.113)$$

Împărţind relaţiile (10.111) şi (10.112) şi notînd $\mu'=\operatorname{tg}\varphi'=\dfrac{\mu}{\cos\alpha_n}$, se obţine :

$$\frac{F_{t_1}}{F_{t_2}}=\frac{\sin\theta_0+\mu'\cos\theta_0}{\cos\theta_0-\mu'\sin\theta_0}\ ;\ F_{t1}=F_{a1}\operatorname{tg}(\theta_0+\varphi'), \qquad (10.114)$$

deoarece $F_{t2}=F_{a1}$

Valorile forţelor periferice F_{t1} şi F_{t2} se determină din relaţiile :

$$F_{t1}=\frac{2M_{t1}}{D_0}\ ; \qquad (10.115)$$

$$F_{t2}=\frac{2M_{t2}}{D_{d_2}}=\frac{2M_{t2}}{2A-D_0}. \qquad (10.116)$$

10.9.1.4. Calculul angrenajelor melcate cilindrice la presiune de contact

Pentru aplicarea relației de bază a lui Hertz în cazul angrenajelor melcate cilindrice se fac următoarele adaptări;

— raza de curbură redusă se determină în acea secțiune în care profilul dintelui roții este după o evolventă (fig. 10.47);

— lungimea minimă a liniei de contact se determină din cîmpul de angrenare al melcului (care nu este un plan);

— forța normală de calcul se determină ca la angrenajele cilindrice cu dinți înclinați.

Raza de curbură redusă în polul angrenării se determină cu relația

$$\frac{1}{\rho} = \frac{1}{\rho_1} + \frac{1}{\rho_2}, \qquad (10.117)$$

unde:

ρ_1 este raza de curbură a flancului melcului;

ρ_2 — raza de curbură a flancului dintelui roții.

Secțiunea în care se determină razele de curbură, depinde de tipul melcului; pentru melc arhimedic se va lua secțiunea cu un plan axial (fig. 10.47, *a*); pentru melcul evolventic, secțiunea cu un plan tangent la cilindrul de bază (fig. 10.47, *b*); iar pentru melcul ZN_1; ZN_2 secțiunea în care apare flancul drept al melcului.

Considerînd angrenajul melc-roată melcată, asemănător cu angrenajul dintre o cremalieră cu dinți înclinați și o roată cu dinți înclinați, raza de curbură a flancului melcului ρ_1 (care este rectiliniu) este infinită și astfel raza de curbură redusă va fi conform celor arătate la paragraful 10.7.2:

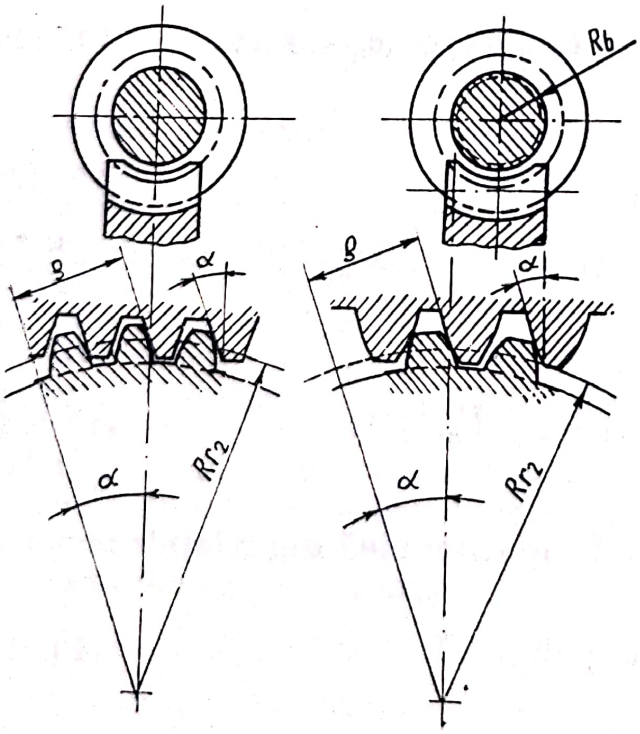


Fig. 10.47. Raza de curbură redusă la angrenajul melcat.

$$\frac{1}{\rho} = \frac{1}{\rho_2} = \frac{2\cos\theta_b}{D_{r2}\sin\alpha_f}. \qquad (10.118)$$

Unghiul θ_b reprezintă unghiul de înclinare a elicei pe cilindrul de bază iar α_f este unghiul profilului dintelui roții în plan frontal.

Lungimea minimă a liniei de contact se stabilește greoi prin calculul exact din cîmpul de angrenare și de aceea se folosește o relație asemănătoare cu cea dată la roțile cu dinți înclinați.

$$L_k = \frac{0{,}75\varepsilon\widehat{B}}{\cos\theta_b} = \frac{0{,}75\pi D_{r1}\,2\lambda\varepsilon_a}{360\cos\theta_b}. \qquad (10.119)$$

unde λ se ia în grade.

Scanned with OKEN Scanner

Pentru unghiul $2\lambda = 100°$ (unghiul la centru pe care melcul este îmbrăcat de dintele roții) (v. desenul din tab. 10.18) și pentru $\varepsilon_a = 1{,}8 \ldots$ $\ldots 2{,}1$, relația (10.119) devine

$$L_k \cong 1{,}2 \frac{D_{r1}}{\cos\theta_b}. \qquad (10.120)$$

Forța normală de calcul se scrie analog ca la roțile cu dinți înclinați :

$$F_{nc} = \frac{C_F F_{t2}}{\cos\alpha_n \cos\theta_0} = \frac{2C_F M_{t2}}{D_{r2} \cos\alpha_n \cos\theta_0} = \frac{2C_F M_{t2}}{D_{r2} \cos\alpha_f \cos\theta_b}. \qquad (10.121)$$

Coeficientul de sarcină : $C_F = C_e\, C'_{din}\, C_B$.

Pentru determinarea coeficienților C_e, C'_{din} și C_B, se va ține seama de următoarele recomandări :

— coeficientul de exploatare C_e se determină din tabelul 10.19 [53];

— coeficientul C_B se apreciază $C_B = 1$ pentru un montaj corect al angrenajului. În cazul unor montaje defectuoase, C_B are valori peste 1, pentru a lua în considerare concentrarea locală a sarcinii pe dinții roții (se pot utiliza indicațiile de la roți cu dinți drepți, fig. 10.18);

— coeficientul dinamic C'_{din} se determină din figura 10.48, în care valorile sale se dau în strînsă legătură cu turația și viteza de alunecare [53].

Tabelul 10.19

Coeficientul de exploatare C_e pentru angrenaje melc roată melcată

Motorul de antrenare	Durata de funcționare într-o zi	Organul antrenat		
		Sarcină uniformă	Șocuri moderate	Șocuri mari
Motor electric	intermitentă de 1/2 h	0,91	1,13	1,35
	intermitentă de 2 h	0,95	1,19	1,43
	10 h	1	1,25	1,49
	24 h	1,05	1,31	1,56
Motor cu combustie internă cu mai mulți cilindri	intermitentă de 1/2 h	1,13	1,35	1,56
	intermitentă de 2 h	1,19	1,43	1,67
	10 h	1,25	1,49	1,75
	24 h	1,32	1,56	1,82

Relația de bază pentru calculul presiunii de contact, după ce se fac înlocuirile arătate, va avea forma

$$\sigma_k = \sqrt{\frac{F_{t2} C_F}{1{,}2 D_{r1} D_{r2}} \cdot \frac{\cos\theta_b}{\cos\alpha_f \sin\alpha_f} \cdot \frac{2}{\pi\left(\frac{1-\nu_1^2}{E_1} + \frac{1-\nu_2^2}{E_2}\right)}}, \qquad (10.122)$$

Scanned with OKEN Scanner

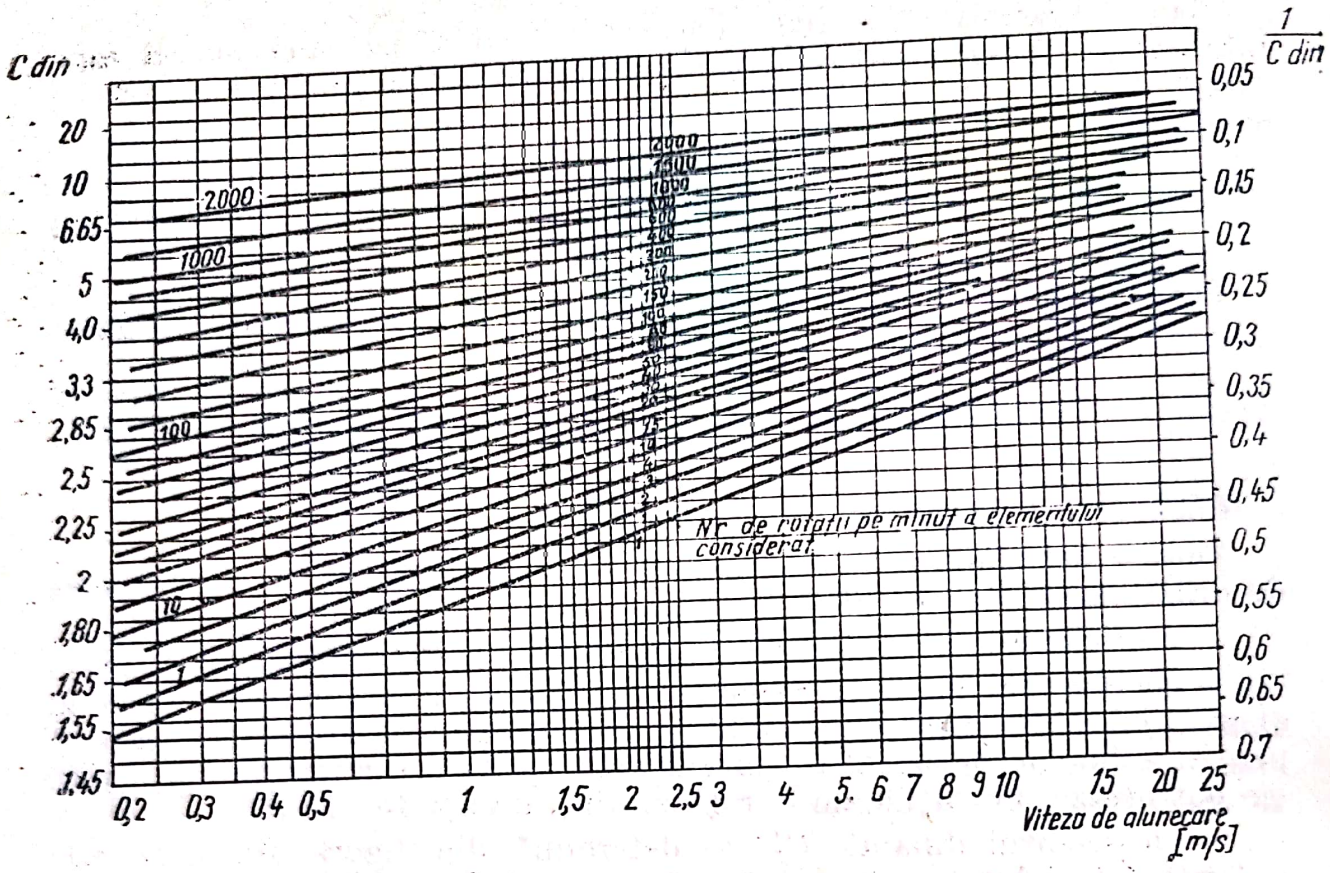


Fig. 10.48. Coeficientul dinamic pentru angrenajul melcat, după [53].

sau

$$\sigma_k = \sqrt{\frac{F_{t2}\, C_F}{1{,}2\, D_{r1}\, D_{r2}}} \cdot C_g\, C_M \leqslant \sigma_{Ka}. \qquad (10.123)$$

În relația (10.122) se regăsesc coeficienții C_g — geometric și C_M — de material, ca și în cazul angrenajelor cilindrice cu dinți drepți. Valorile lor se calculează cu relațiile

$$C_M = \sqrt{\frac{2}{\pi\left(\frac{1-\nu_1^2}{E_1} + \frac{1-\nu_2^2}{E_2}\right)}},$$

înlocuind valorile E_1 și E_2 pentru materialul melcului și cel al roții melcate și respectiv C_g cu relația

$$C_g = \sqrt{\frac{\cos\theta_b}{\cos\alpha_f \sin\alpha_f}}.$$

Pentru calculul coeficientului C_g se poate utiliza și diagrama din figura 10.29.

Scanned with OKEN Scanner

Relaţia (10.123) se poate transforma, înlocuind F_{t2} în funcţie de momentul de torsiune :

$$\sigma_K = \sqrt{\frac{2C_F M_{t2}}{1{,}2\, D_{r1} D_{r2}^2}} \cdot C_g C_M \leqslant \sigma_{Ka}. \qquad (10.124)$$

Distanţa axială se obţine după înlocuirile (vezi tabelul 10.18) :

$$D_{r1} D_{r2}^2 = m_a^3 (q \pm 2\xi) z_2^2 = \left(\frac{2A}{z_2 + 2\xi + q}\right)^3 z_2^2 (q \pm 2\xi).$$

Deci :

$$\sigma_K = \sqrt{\frac{2C_F M_{t2} (z_2 \pm 2\xi + q)^3}{1{,}2 \cdot 8A^3 z_2^2 (q \pm 2\xi)}}\, C_g\, C_M, \qquad (10.125)$$

sau

$$A = (z_2 + q \pm 2\xi) \sqrt[3]{\frac{C_F M_{t2} C_g^2 C_M^2}{1{,}2\sigma_{Ka}^2 z_2^2 4(q \pm 2\xi)}}. \qquad (10.126)$$

Din relaţia (10.124) se determină momentul de torsiune capabil să-l transmită angrenajul melcat, pe baza solicitării la presiunea de contact (ciupire) :

$$M_{t2} = \frac{1{,}2\, D_{r1} D_{r2}^2 \sigma_{Ka}^2}{2C_F C_g^2 C_M^2}. \qquad (10.127)$$

Puterea maximă admisibilă la arborele roţii este

$$P_{2adm} = \frac{1{,}2 D_{r1} D_{r2}^2 \sigma_{Ka}^2 n_2}{2C_F C_g^2 C_M^2\, 955\,000} = \frac{10^{-6}}{1{,}91} \cdot \frac{1{,}2 D_{r1} D_{r2}^2 \sigma_{Ka}^2 n_2}{C_F C_g^2 C_M^2}\ [\text{kW}]; \qquad (10.128)$$

D_{r1} şi D_{r2} [mm]; σ_{Ka} [daN/mm^2]; $C_M(E)$ — [daN/mm^2]; n_2 [rot/min].

Valorile pentru rezistenţele admisibile se indică la punctul 10.10.

10.9.1.5. Calculul angrenajelor melcate la solicitarea de încovoiere

Verificarea la încovoiere se face întotdeauna pentru dintele roţii, deoarece aceasta este elementul mai puţin rezistent din componenţa angrenajului.

Aplicînd relaţia generală stabilită pentru roţi cu dinţi înclinaţi, se obţine

$$\sigma_i = \frac{F_{t2} C_F}{B\, m_n} Y_F\, Y_\beta\, Y_\varepsilon \leqslant \sigma_{ai},$$

sau

$$\sigma_i = \frac{2C_F M_{t2} Y_F Y_\beta Y_\varepsilon}{D_{r2} \cos\alpha_n \cos\theta_0 B m_a \cos\theta_0} = \frac{2C_F M_{t2} Y_F Y_\beta Y_\varepsilon}{B D_{r2} m_a \cos^2\theta_0 \cos\alpha_n} \leqslant \sigma_{ai}, \quad (10.129)$$

unde :

m_a este modulul axial standardizat ;

Y_F — coeficientul de formă ; se determină în funcţie de numărul de dinţi echivalent, $z_{2e} = \frac{z_2}{\cos^3 \theta_0}$, după indicaţiile date la roţi cu dinţi drepţi ;

Y_β — coeficientul unghiului de înclinare (fig. 10.31) ;

Y_ε — coeficientul gradului de acoperire $\left(\text{se poate aprecia } Y_\varepsilon = \frac{1}{\varepsilon_a}\right)$.

Relaţia (10.129) serveşte pentru verificarea angrenajului. Rezistenţa admisibilă la încovoiere σ_{ai} se determină conform paragrafului 10.10.

10.9.1.6. Calculul termic al angrenajelor melcate

Ca urmare a frecării pronunţate care există între spirele melcului şi dinţii roţii melcate, apare o importantă cantitate de căldură care poate produce creşteri mari de temperatură la uleiul de ungere şi, în unele cazuri, prin micşorarea capacităţii de ungere a lubrifiantului, determină gripajul.

Verificarea termică a angrenajelor melcate se face în regim considerat staţionar, cînd cantitatea de căldură care se degajă în angrenajul melcat în unitatea de timp (Q), este evacuată în aceeaşi unitate de timp prin suprafaţa carcasei (Q_1) [30, 83] :

$$Q = Q_1 ;$$

$$Q = 860(1 - \eta)\ P_m \text{ [kcal/h], sau } Q = (1 - \eta)P_m \cdot 10^3 \text{ [W]}; \quad (10.130)$$

$$Q_1 = \lambda_1(t - t_0)S(1 + \psi_1) \text{ [kcal/h], sau [W]} \quad (10.131)$$

după cum λ_1 se ia în kcal/m² grd. h, respectiv în W/m² grd.

În relaţiile (10.130) şi (10.131) :

P_m este puterea pe arborele motor [kW] ;

η — randamentul reductorului ;

λ_1 — coeficientul transmiterii căldurii (7 ... 9 kcal/m² grd h, respectiv 8 ... 10 W/m² grd, pentru circulaţia slabă a aerului şi 12—15 kcal/m² grd h sau 14...18 W/m² grd, pentru o bună circulaţie a aerului). În unităţi SI, λ_1 se înlocuieşte în W/m² grd) ;

ψ_1 — coeficientul care ţine seama de evacuarea căldurii prin placa de fundaţie sau prin batiul maşinii ($\psi_1 < 0{,}3$) ;

S — suprafaţa liberă de răcire a carcasei angrenajului în care se include 50% din suprafaţa nervurilor, în m² ;

t, t_0 — temperatura uleiului şi temperatura mediului ambiant, în °C.

Scanned with OKEN Scanner

Din ecuaţia bilanţului termic,

$$860(1 - \eta)P_m = \lambda_1 S(1 + \psi_1)(t - t_0),$$

sau

$$10^3(1 - \eta)P_m = \lambda_1 S(1 + \psi_1)(t - t_0) \text{ (în SI)}, \qquad (10.132)$$

se poate determina temperatura uleiului t, sau puterea P_m care poate fi transmisă de angrenajul melcat, astfel ca temperatura uleiului să nu depăşească o valoare $t_{amax} = 60 \ldots 70°C$.

Pentru construcţiile de reductoare la care $t > t_{admisibil}$ se impune răcirea angrenajului melcat utilizînd un ventilator (fig. 10.49, *a*), sau serpentină cu apă de răcire care circulă cu $V < 1$ m/s (fig. 10.49, *b* şi *c*). Aceste soluţii de răcire măresc coeficientul transmiterii căldurii :

$\lambda_1 = 18 \ldots 24$ Kcal/m² h grd (20 ... 24 W/m² grd), pentru utilizarea ventilatorului şi

$\lambda_1 = 80 \ldots 180$ Kcal/m² h grd (93 ... 210 W/m² grd) prin utilizarea serpentinei cu apă de răcire.

Angrenajele melcate care lucrează cu întreruperi în funcţionare, întreruperi în care acestea se răcesc, vor putea fi încărcate cu sarcini mai mari decît cele date de relaţia (10.132).

Astfel, din cantitatea de căldură degajată în timpul T (QT), o parte se transmite în aer ($\lambda_1 S(1+\psi_1)t_m T$), iar restul încălzeşte uleiul şi reductorul $(G_1C_1 + G_2C_2)\ (t_{max} - t_0)$:

$$QT = \lambda_1 S(1 + \psi_1)\, t_m T + (G_1C_1 + G_2C_2)\,(t_{max} - t_0), \qquad (10.133)$$

de unde

$$T = \frac{(G_1C_1 + G_2C_2)\,(t_{a\,max} - t_0)}{Q - S\lambda_1 t_m\,(1 + \psi_1)} = \frac{(G_1C_1 + G_2C_2)\,(t_{a\,max} - t_0)}{860(1 - \eta)P_m - \lambda_1 S t_m(1 + \psi_1)}, \qquad (10.134)$$

respectiv

$$T = \frac{(G_1C_1 + G_2C_2)\,(t_{max} - t_0)}{10^3(1 - \eta)P_m - \lambda_1 S t_m(1 + \psi_1)},$$

după cum λ_1 se ia în kcal/m²·grd·h, respectiv în W/m²·grd

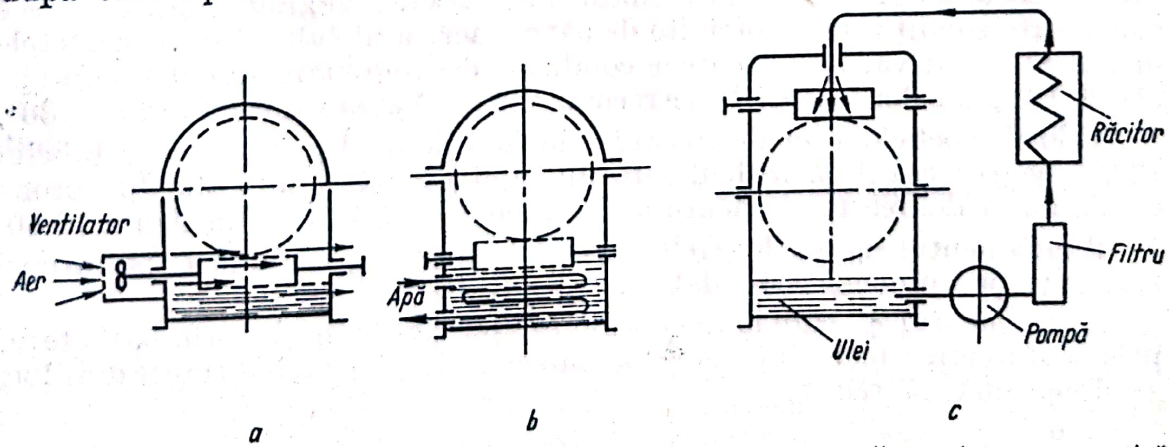


Fig. 10.49. Sisteme de răcire aplicate la reductoarele melcate : *a* — cu ventilator ; *b* — cu serpentină cu apă ; *c* — recircularea şi răcirea uleiului.

Scanned with OKEN Scanner

S-au utilizat notaţiile :

$t_m = \frac{t_{a\,max} - t_0}{2}$ — temperatura medie a uleiului ;

G_1, G_2 — masa reductorului şi respectiv a uleiului [kg];

C_1 — căldura specifică a metalului (C_1 = 0,12 kcal/grd kg = = 505 J/grd kg) ;

C_2 — căldura specifică a uleiului (C_2 = 0,4 kcal/grd kg = = 1670 J/grd kg).

Randamentul angrenajului melcat η este dat de relaţia

$$\eta = \eta_d \eta_l \eta_u \eta_v, \tag{10.135}$$

unde :

η_d este randamentul danturii ;
η_l — randamentul lagărelor ;
η_u — randamentul uleiului ;
η_v — randamentul ventilatorului.

Ţinînd seama de analogia dintre angrenajul melc-roată melcată şi ansamblul şurub-piuliţă, randamentul danturii se poate exprima cu relaţia

$$\eta_d = \frac{\operatorname{tg}\theta_0}{\operatorname{tg}(\theta_0 + \varphi')}, \tag{10.136}$$

unde :

θ_0 este unghiul de înclinare pe cilindrul de divizare ;
φ' — unghiul de frecare.

Randamentul devine maxim pentru $\theta_0 = 45° - \frac{\varphi'}{2}$, dar la angrenajele melcate unghiul θ_0 nu depăşeşte valoarea 25°, deoarece la valori mari pentru θ_0 cresc dificultăţile tehnologice de prelucrare şi în plus, creşterile de randament sînt mici.

Între unghiul de frecare φ şi viteza de alunecare se constată o dependenţă invers proporţională. Coeficientul de frecare scade cu creşterea vitezei de alunecare V_a, adică odată cu creşterea unghiului θ_0, deoarece sînt create condiţii mai potrivite de pătrundere a uleiului între suprafeţele în mişcare relativă. Dar deoarece condiţiile de angrenare sînt defavorabile în cazul unghiurilor θ_0 mari, nu se recomandă depăşirea valorii $\theta_0 = 25° \ldots 30°$.

Valorile coeficienţilor de frecare μ în funcţie de V_a sînt date în tabelul 10.20, pentru cazul că melcul este din oţel iar roata melcată din bronz cu staniu. Valoarea randamentului η_d se poate determina din figura 10.50.

Randamentul η_l al lagărelor, pentru angrenaje montate pe arbori sprijiniţi pe rulmenţi este dat în tabelul 10.21.

Randamentul η_u, care ia în considerare pierderile în ulei prin barbotare, prin scufundarea melcului sau a roţii melcate în ulei pe înălţimea dinţilor, se determină cu relaţia

$$\eta_u = \frac{P_r - 0{,}00037\, VB \sqrt{v_t}}{P_r},$$

Scanned with OKEN Scanner

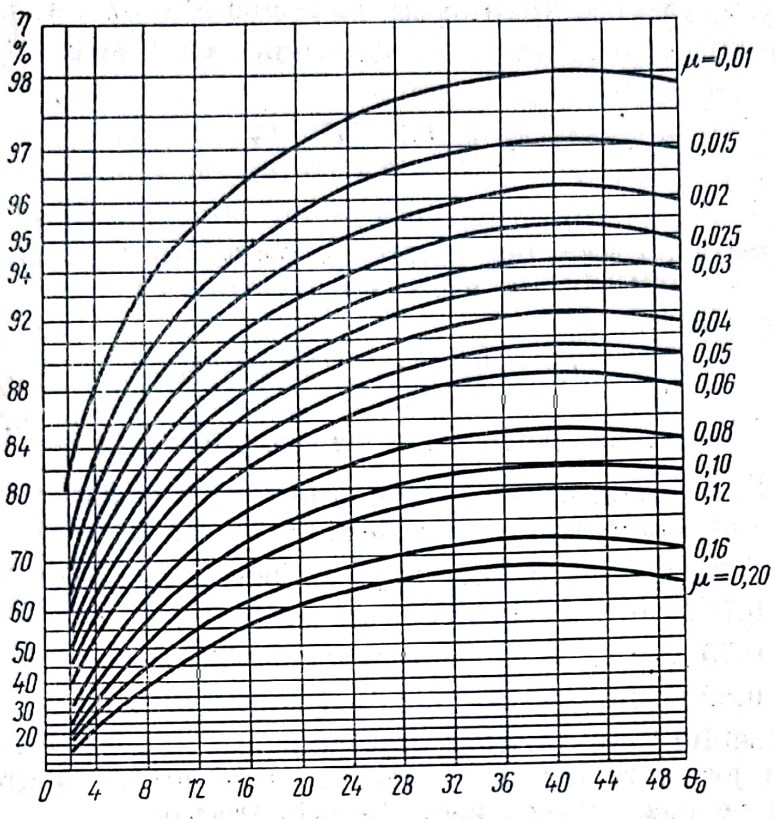


Fig. 10.50. Diagrama randamentului angrenajului melcat.

Tabelul 10.20

Valorile coeficientului de frecare la angrenaje melcate

V_a [m/s]	μ'	$\varphi' = \text{arctg}\,\mu$	V_a [m/s]	μ'	$\varphi' = \text{arctg}\,\mu$
0,01	0,10 —0,12	5°40′—6°50′	2,5	0,03 —0,04	1°40′—2°20′
0,1	0,08 —0,09	4°30′—5°10′	3	0,028—0,035	1°30′—2°00′
0,25	0,065—0,075	3°40′—4°20′	4	0,023—0,03	1°20′—1°40′
0,5	0,055—0,065	3°10′—3°40′	7	0,018—0,026	1°00′—1°30′
1	0,045—0,055	2°30′—3°10′	10	0,016—0,024	0°55′—1°20′
1,5	0,04 —0,05	2°20′—2°50′	15	0,014—0,020	0°50′—1°10′
2	0,035—0,045	2°00′—2°30′			

Tabelul 10.21

Randamentul lagărelor cu rulmenți

Tipul lagărului	η_l
rulmenți cu bile	0,995
rulmenți cu role	0,99
lagăre cu alunecare	0,96

unde :

V este viteza periferică a melcului sau roții scufundate în ulei [m/s];

ν_t — vîscozitatea cinematică a uleiului [cSt] la temperatura de lucru;

B — lățimea elementului scufundat în ulei (pentru melc se ia lungimea lui L, în cm);

P_r este puterea la arborele roții melcate, în CP.

Randamentul ventilatorului se determină cu relația

$$\eta_v = \frac{P_i - P_e}{P_i} = \frac{P_v}{P_i}$$

unde :

P_i este puterea de intrare în ventilator;
P_e — puterea de ieșire din ventilator;

$$P_v = 0{,}415 \cdot 10^{-3} V_v^2 \text{ [CP]};$$

V_v — viteza periferică a ventilatorului, $V_v = \frac{\pi D_v n_v}{60 \cdot 1000}$ [m/s];
n_v — numărul de rotații/minut al ventilatorului;
D_v — diametrul ventilatorului, în m.

În general randamentul angrenajelor melcate are valorile :

$\eta = 0{,}7 \ldots 0{,}75$ — melc cu un început;
$\eta = 0{,}75 \ldots 0{,}82$ — melc cu 2 începuturi;
$\eta = 0{,}82 \ldots 0{,}92$ — melc cu 3—4 începuturi.

Pentru calculul termic al angrenajului melcat se poate utiliza și metoda descrisă mai jos, care permite aprecierea comportării angrenajului sub acest aspect pe baza puterii pierdute prin frecare.

Puterea totală pierdută în angrenajul melcat P_p se poate exprima ca sumă a puterii pierdute în dantură P_d, a puterii pierdute în lagăr P_l și a puterii consumate la mersul în gol P_g [81, 96] :

$$P_p = P_d + P_l + P_g,$$

de unde

$$P_d = P_p - P_l - P_g. \tag{10.137}$$

Puterea totală pierdută în reductorul melcat P_p, în cazul echilibrului termic, este egală cu puterea disipată prin răcirea cu aer $P_{r\,aer}$, care se poate determina cu relația [81, 96]

$$P_p = P_{r\,aer} \cong 0{,}48 \left(\frac{A}{100}\right)^{1{,}8} \cdot y_k \tag{10.138}$$

unde :

$$y_k = K_1 \left[1 + K_2 \left(\frac{n_1}{1000}\right)^{1{,}55}\right];$$

A — distanța axială în mm.

În această relație, coeficientul K_1 introduce influența așezării melcului deasupra sau dedesubtul roții melcate, K_2 este coeficientul care exprimă influența prezenței nervurilor și a ventilatorului de răcire montat pe arborele de antrenare.

Scanned with OKEN Scanner

Pe baza indicațiilor din literatura de specialitate [81, 96] se pot admite următoarele valori pentru acești coeficienți:

$K_1 = 1$ — melc montat dedesubtul roții melcate;

$K_1 = 0{,}8$ — melc montat deasupra roții melcate;

$K_2 = 0{,}355$ — răcire cu ventilator;

$K_2 = 0{,}16$ — lipsește răcirea forțată prin aer.

Puterea consumată la mersul în gol se poate exprima cu relația experimentală

$$P_g \cong \left(\frac{A}{100}\right)^{2,5} \left(\frac{\nu + 90}{1\,800}\right) \left(\frac{n_1}{1000}\right)^{4/3},$$

unde s-a notat: ν — viscozitatea lubrifiantului [cSt] la temperatura maximă a băii de ulei; A — distanța axială [mm]; n_1 — turația melcului [rot/min].

Puterea pierdută în lagăre P_l se calculează cu relația empirică

$$P_l \cong 0{,}228\, P_{2T} \left(\frac{A}{100}\right)^{0,44} \frac{i_{12}}{D_{d_2}} = cP_{2T},$$

unde P_{2T} este puterea transmisibilă la ieșirea din angrenaj, limitată de încălzire.

Relația de calcul este

$$P_{2T} = P_d \frac{\eta_d}{1 - \eta_d} = (P_{r\,aer} - P_1 - P_g) \frac{\eta_d}{1 - \eta_d}. \qquad (10.139)$$

S-a utilizat notația anterioară pentru randamentul angrenajului, $\eta_d = \frac{\operatorname{tg} \theta_0}{\operatorname{tg}(\theta_0 + \varphi')}$.

Înlocuind în relația (10.139) valoarea puterii $P_{r\,aer}$ și a puterii P_g, se obține puterea transmisibilă de angrenaj, limitată de încălzire:

$$P_{2T} = \frac{(P_{r\,aer} - P_g)\,\eta_d}{1 + (c - 1)\,\eta_d} =$$

$$= \frac{\eta_d \left[0{,}48 \left(\frac{A}{100}\right)^{1,8} y_k - \left(\frac{A}{100}\right)^{2,5} \frac{(\nu + 90)}{1\,800} \left(\frac{n_1}{1\,000}\right)^{4/3}\right]}{1 + (c - 1)\,\eta_d}, \qquad (10.139')$$

unde

$$c = 0{,}228 \left(\frac{A}{100}\right)^{0,44} \frac{i_{12}}{D_{d_2}}.$$

Scanned with OKEN Scanner

Relaţia (10.139′) se mai poate scrie şi astfel :

$$P_{2T} = P_{r\,aer}\frac{\eta_d}{1-\eta_d}, \quad \text{sau}$$

$$P_{2T} \cong 0{,}48\left(\frac{A}{100}\right)^{1{,}8} K_1\left[1 + K_2\left(\frac{n_1}{1\,000}\right)^{1{,}55}\right], \qquad (10.140)$$

din care se determină distanţa axială pe baza solicitării termice :

$$A_T = 100\sqrt[1{,}8]{\frac{P_{r\,aer}}{0{,}48}\frac{1}{K_1\left[1 + K_2\left(\frac{n_1}{1\,000}\right)^{1{,}55}\right]}}\ [\text{mm}].$$

Se va compara distanţa axială determinată în acest mod cu valorile deduse din solicitările de presiune de contact şi încovoiere. În cazul cînd distanţa axială A_T dedusă pe baza limitei termice de solicitare este mai mare ca distanţa A, determinată din celelalte solicitări, elementele angrenajului se vor determina în funcţie de A_T.

10.9.2. Angrenaje melcate globoidale

Angrenajul cu melc globoidal este reprezentat în figura 10.51. Capacitatea portantă a angrenajelor globoidale este de 3—4 ori mai mare decît a angrenajelor melcate cilindrice, datorită particularităţilor de angrenare : angrenarea simultană a mai multor dinţi şi în acelaşi timp printr-o dispunere mai favorabilă a liniilor de contact (fig. 10.51, *a*, *b*), care sînt aproape perpendiculare pe direcţia vitezei de alunecare şi astfel condiţiile de ungere sînt mult îmbunătăţite (există posibilitatea formării filmului de ulei între suprafeţele de lucru).

Angrenajul globoid poate avea melcul cu flanc delimitat de linii drepte sau curbe. Cel mai răspîndit tip este cel al angrenajului cu flancuri drepte în planul median, care apar ca dantura unei cremaliere circulare cu flancuri drepte (fig. 10.51). Toate dreptele trasate în prelungirea flancurilor sînt tangente la acelaşi cerc cu diametrul d_0, numit cerc de profilare [79].

Cilindrul de divizare al melcului cilindric devine aici globoidul de divizare avînd diametrul minim d_{r1}, în planul median. Acest globoid este generat

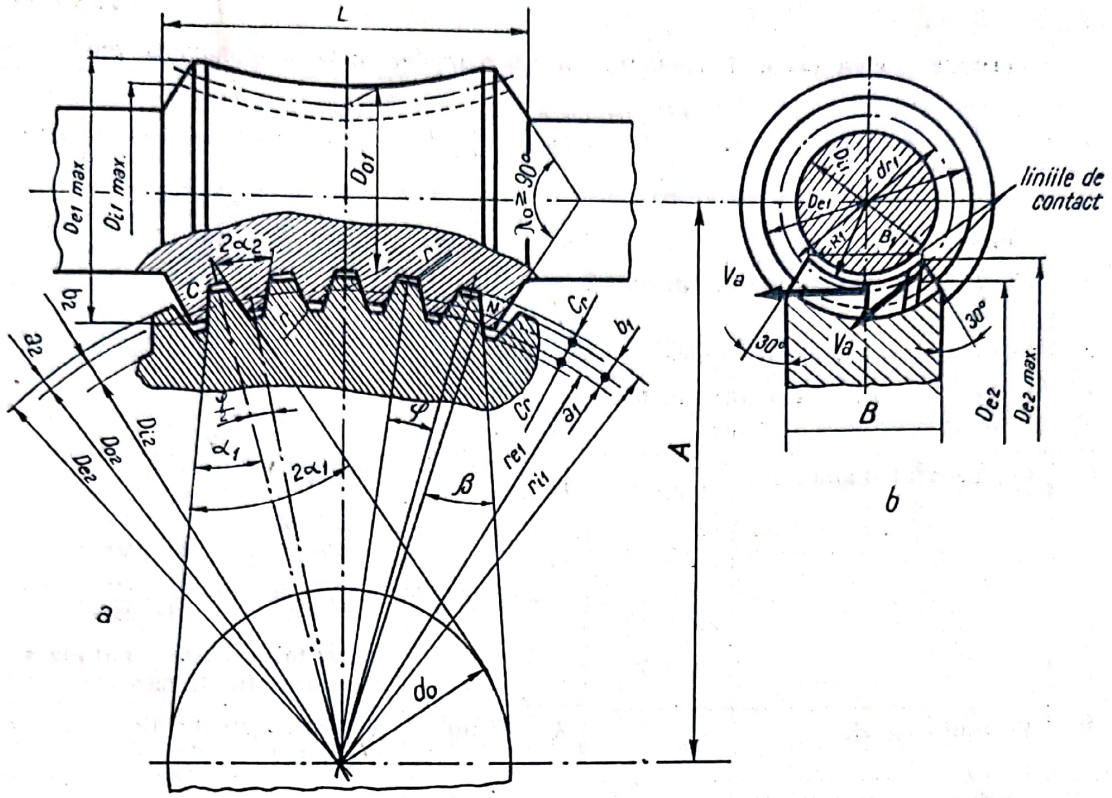


Fig. 10.51. Angrenajul cu melc globoidal.

prin rotirea arcului CN al cercului cu diametrul D_{02} în jurul axei melcului. Raportul $q = \frac{d_{r1}}{m_a}$ are aceeaşi semnificaţie ca la melcul cilindric şi se alege din seria dată de STAS 6845-75.

Materialele utilizate la angrenajele globoidale sînt aceleaşi ca şi pentru angrenajele melcate cilindrice.

În tabelul 10.22 sînt date relaţiile pentru calculul elementelor geometrice ale angrenajelor melcate globoidale.

Calculul angrenajelor melcate globoidale se poate face utilizînd nomograme date de firma Michigan Tool-Co completate cu încercările efectuate în U.R.S.S. [30].

Puterea convenţională P_c care se poate transmite de un angrenaj melcat globoidal, este dată de relaţia

$$P_c = \frac{P_1 K_t i_{12}}{K_c K_m K_p K_r}, \qquad (10.141)$$

unde:

P_1 este puterea de intrare în [CP];

i_{12} — raportul de transmitere;

Tabelul 10.22

Formule pentru calculul geometric al angrenajelor melcate globoidale [30]

Nr. crt.	Denumirile mărimilor	Simbol	Dimensiune	Formule sau indicații pentru alegere
1	Unghiul dintre axe	δ	grade	$\delta = 90°$
2	Numărul de începuturi ale melcului	z_1		$z_1 \leqslant 4$
3	Numărul de dinți ai roții melcate	z_2		$z_2 = i_{12}\, z_1$
4	Unghiul de înclinare a spirei melcului în secțiunea minimă	θ_0	grade	$\operatorname{tg} = \dfrac{z_1}{q}$
5	Coeficientul diametral	q		q — z_2 6 — 8 — $\leqslant 40$ 7 — 10 — 41 — 50 8 — 11 — 51 — 60 9 — 13 — 61 — 100 În limitele arătate se pot lua și numere fracționare
6	Distanța axială	A	mm	Se determină din fig. 10.52 sau se alege
7	Modulul	m	mm	$m = \dfrac{2A}{q + z_2}$
8	Jocul radial	C_r	mm	$C_r = (0{,}15 - 0{,}25)\ m$
9	Înălțimea spirei melcului	h_1	mm	$h_1 = (1{,}6 - 1{,}8)\ m$
10	Înălțimea capului spirei melcului	a_1	mm	$a_1 = (0{,}5 - 0{,}6)\ h_1$
11	Înălțimea piciorului spirei melcului	b_1	mm	$b_1 = h_1 - a_1$
12	Înălțimea capului dintelui	a_2	mm	$a_2 = b_1 - C_r$
13	Înălțimea piciorului dintelui	b_2	mm	$b_2 = a_1 + C_r$
14	Coeficientul de înălțime al dintelui	f_0		$f_0 = 1$
15	Diametrul de fund al melcului în secțiunea medie	D_{i_1}	mm	$D_{i_1} = d_{r_1} - 2m\,(f_0 + C_r)$
16	Diametrul de fund al roții	D_{i_2}	mm	$D_{i_2} = d_{r_2} - 2m\,(f_0 + C_r)$
17	Diametrul melcului în secțiunea medie	D_{r_1}	mm	$D_{r_1} = qm$
18	Diametrul roții în secțiunea medie	D_{r_2}	mm	$D_{r_2} = 2A - D_{r_1} = mz_2$
19	Diametrul de vîrf al melcului	D_{e_1}	mm	$D_{e_1} = d_{r_1} + 2mf_0$
20	Diametrul de vîrf al roții	D_{e_2}	mm	$D_{e_2} = d_{r_2} + 2mf_0$
21	Lățimea coroanei roții	B	mm	$B \cong 0{,}75\ D_{e_1}$
22	Dimensiunile radiale ale melcului în secțiunea medie a roții	r_{i_1} r_{e_1}	mm mm	$r_{i_1} = A - 0{,}5\ D_{i_1}$ $r_{e_2} = A - 0{,}5 D_{e_1}$
23	Pasul unghiular al roții	φ	grade	$\varphi = \dfrac{360°}{z_2}$

Scanned with OKEN Scanner

Tabelul 10.22 (continuare)

Nr. crt.	Denumirea mărimilor	Simbol	Dimensiune	Formule sau indicații pentru alegere
24	Numărul de dinți ai roții cuprinși de melc	z_0		$z_0 = \frac{z_2}{9} + 1$
25	Diametrul cercului de profil	d_0	mm	$d_0 = D_{r_2} \sin\left(\alpha_1 + \frac{\varphi}{4}\right)$
26	Unghiul de profil al cuțitului pentru spire	α_1	grade	$\alpha_1 = \frac{1}{2}(z_0 - 1)\,\varphi$
27	Unghiul de profil al cuțitului pentru roată	α_2	grade	$\alpha_2 = \frac{1}{2} z_0 \varphi$
28	Unghiul dintre tangentă la cercul de profil și raza roții în secțiunea medie	β	grade	$\sin\beta = \frac{d_0}{D_{02}}$
29	Lungimea axială a danturii melcului	L_1	mm	$L_1 = d_0 - 0{,}03\ A$

Tabelul 10.23

Coeficientul de corecție dependent de corecția spirei melcului

	i	K_c
Melcul clasic	—	1
Melcul corijat	<10	1,1
	10—25	1,15
	>25	1,2

Tabelul 10.24

Coeficientul materialului roții

Materialul roții	K_m
Bronz cu staniu (Bz 14 T)	1
Înlocuitor de bronz cu staniu	0,8
Fontă	0,3

K_i este coeficientul raportului de transmitere, care se determină din nomogramă (fig. 10.52); pentru $i_{12} > 25$, $K_i = 1$, indiferent de valoarea lui n_1;

K_c — coeficient de corecție, care depinde de corecția spirei melcului, în vederea măririi capacității portante și este dat în tabelul 10.23 (i — raportul de transmitere);

K_m — coeficientul materialului roții (tabelul 10.24);

Scanned with OKEN Scanner

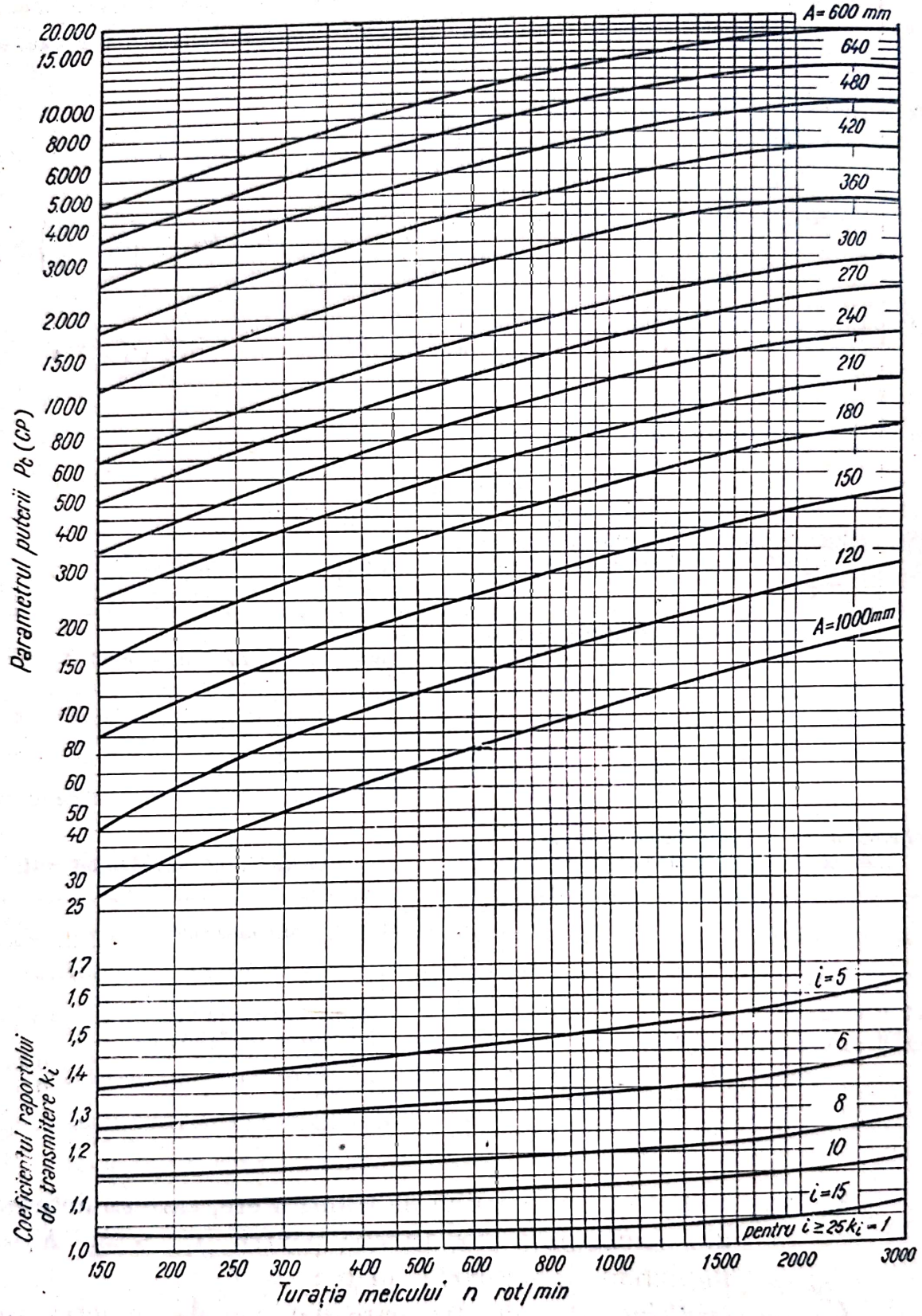


Fig. 10.52. Nomograma de calcul a angrenajului cu melc globoidal.

Scanned with OKEN Scanner

K_p este coeficientul de precizie a prelucrării (tabelul 10.25);
K_r — coeficientul regimului de funcţionare (tabelul 10.26).

Tabelul 10.25

Coeficientul de precizie a prelucrării

Clasa de precizie	K_p
7—8	1
9	0,8

Distanţa axială A se determină din nomograma din figura 10.52, pe baza puterii convenţionale calculate P_c şi în funcţie de n_1. Valoarea lui A determinată din diagramă, se rotunjeşte la valoarea standardizată imediat superioară. Modulul angrenajului melcat globoidal nu se standardizează, deoarece pentru fiecare roată melcată cu un anumit număr de dinţi este nevoie de o freză globoidală.

Tabelul 10.26

Coeficientul regimului de funcţionare

Regimul de funcţionare	K_r
Funcţionare continuă timp de 24 ore cu sarcină constantă	1
Funcţionare continuă timp de 8—10 ore în 24 ore, cu suprasarcini pînă la 125% faţă de cea nominală	0,85
Funcţionare continuă timp de 8—10 ore în 24 ore cu şocuri puternice şi cu suprasarcini de scurtă durată pînă la 200 % faţă de cea nominală . .	0,75
Funcţionare cu întreruperi, de exemplu funcţionare 15 minute şi întrerupere de 2 ore, în ipoteza sarcinii constante	1,4

10.9.3. Angrenaje pseudoconice (hipoide)

Angrenajele hipoide sînt formate din roţi conice cu axe încrucişate în spaţiu. Conurile primitive ale acestor roţi reprezintă realizarea practică a zonelor hiperboloizilor tangenţi după generatoarea comună $\Delta - \Delta$ (fig. 10.53) [134].

Prin înlocuirea zonelor din hiperboloizi cu trunchiuri de con, contactul între acestea va fi într-un punct, ca şi la angrenajele elicoidale. Pentru a îmbunătăţi condiţiile de angrenare, se utilizează dinţi curbi şi o serie de corecţii ale acestora, care determină realizarea unui angrenaj intermediar între cel conic şi cel melcat. Contactul între dinţii acestui angrenaj hipoid se va face pe toată lungimea, existînd şi o alunecare între flancuri, ceea ce permite asigurarea unei ungeri bune şi a unei uzuri minime. Angre-

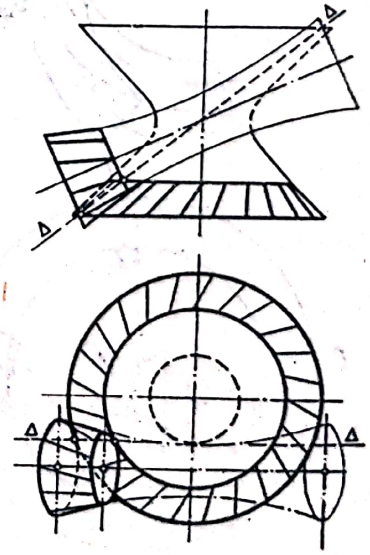


Fig. 10.53. Angrenaje hiperboloidale.

Scanned with OKEN Scanner

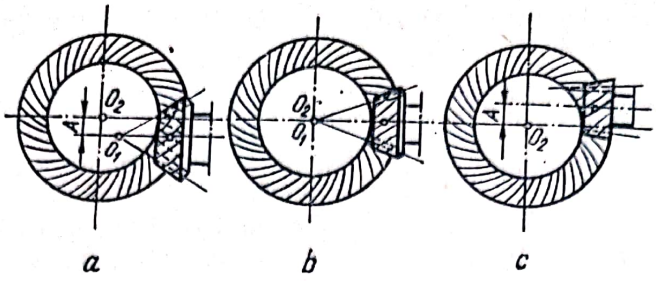


Fig. 10.54. Angrenaje hipoide.

najele hipoide sînt foarte frecvent utilizate la transmisia finală a autovehicolelor (în construcţia diferenţialului), avînd un mers liniştit. Amplasarea pinionului faţă de roată se poate face ca în figura 10.54, pinionul avînd o dezaxare A, ceea ce permite montarea arborelui său pe două lagăre şi astfel se măreşte rigiditatea ansamblului. Deplasarea A poate fi pozitivă (fig. 10.54, *a*), zero (fig. 10.54, *b*), sau negativă (fig. 10.54, *c*). La angrenajele la care $A > 0$, unghiul de înclinare a dinţilor pinionului, β_{dm1}, este mai mare ca β_{dm2} şi în acest caz se obţine o valoare mai mare a modulului frontal şi deci a diametrului de divizare (se măreşte rigiditatea pinionului). Pentru $A < 0$ lucrurile se petrec invers.

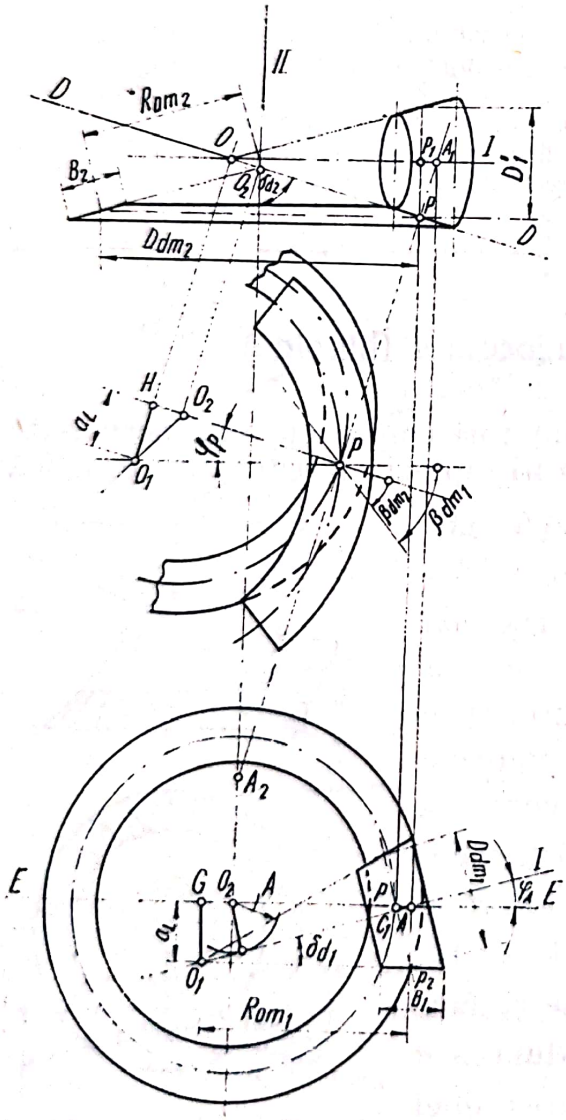


Fig. 10.55. Elemente de cinematică la angrenajele hipoide.

Elementele necesare calculului geometric al angrenajului sînt reprezentate în figura 10.55, iar relaţiile de calcul şi o aplicaţie numerică sînt date în tabelul 10.27 [134].

În ceea ce priveşte calculul de rezistenţă, nu s-a elaborat o metodă specifică a acestor angrenaje. Se aplică relaţiile de la angrenajele conice, cu precizarea admiterii unor rezistenţe admisibile mai mici.

Pentru a evita gripajul acestor angrenaje (cauzat de frecările mari între flancuri) se vor utiliza uleiuri aditivate.

Scanned with OKEN Scanner

Tabelul 10.27

Relații și exemplu de calcul pentru angrenajul hipoid [134]

Nr. crt.	Denumirea mărimii și etapa de calcul	Simbol	Dimensiunea	Relația	Exemplu de calcul. Angrenaj hipoid folosit la un autoturism
1	2	3	4	5	6
1	Numărul de dinți ai pinionului	z_1		z_1 — se alege	$z_1 = 11$
2	Numărul de dinți pentru roată	z_2		$z_2 = i_{12} z_1$	$z_2 = 40$
3	Raportul de transmitere	i_{12}		$i_{12} = \frac{n_1}{n_2} = \frac{z_2}{z_1}$	$i_{12} = 3{,}64$
4	Unghiul dintre axe	δ	grade		$\delta = 90°$
5	Unghiul de înclinare a dinților roții mari	β_{dm2}		la roată, β_{dm2} se alege	$\beta_{dm2} = 35°$
6	Modulul normal mediu	m_{nm}	mm		Se alege inițial: $m_{nm} = 3{,}6$ mm
7	Modulul frontal mediu	m_{fm}	mm	$m_{fm} = \frac{m_{nm}}{\cos \beta_{dm2}}$	$m_{fm} = \frac{3{,}6}{\cos 35°} = 4{,}394$
8	Diametrul cercului de divizare mediu al roții mari	D_{dm2}	mm	$D_{dm2} = m_{fm} z_2$ $\frac{D_{dm2}}{2A} < 2 - 3{,}5$, la autoturisme; $\frac{D_{dm2}}{2A} = 5$ la camioane	$D_{dm2} = 4{,}394 \cdot 40 = 175{,}79$ Se adoptă $D_{dm2} = 175$ mm $\frac{D_{dm2}}{2A} = \frac{175}{2 \cdot 25} = 3{,}57 > 2$
9	Semiunghiul conului de rostogolire al roții	δ_{d2}		$\operatorname{tg} \delta_{d2} = i_{12}$	$\operatorname{tg} \delta_{d2} = 3{,}63$ $\delta_{d2} = 74°37'$
10	Cota D_1' (vezi fig. 10.55)	D_1'	mm	$D_1' \simeq (1{,}25 - 1{,}5) \cdot \frac{D_{dm2}}{i_{12}}$	$D_1' = 60 \ldots 72$ mm Se adoptă $D_1' = 62$ mm
11	Unghiul dintre axa roții mici și dreapta EE (fig. 10.55) în proiecție orizontală	φ_A	grade	$\sin \varphi_A = \frac{2A}{D_{dm2} + \frac{D_1'}{\operatorname{tg} \delta_{d2}}}$	$\sin \varphi_A = \frac{2 \cdot 25}{175 + \frac{62}{\operatorname{tg} 74°}} = 0{,}259$; $\varphi_A = 15°19'$
12	Lungimea normalei comune la cele două axe	A	mm	Se dă inițial	$A = 25$ mm

Scanned with OKEN Scanner

Tabelul 10.27 (continuare)

Nr. crt.	Denumirea mărimii și etapa de calcul	Simbol	Dimensiunile	Relația	Exemplu de calcul. Angrenaj hipoid folosit la un autoturism
	2	3	4	5	6
13	Semiunghiul conului roții mici	δ_{d1}	grad	$\sin \delta_{d1} = \sin \varphi_A \cos \delta_{d2}$	$\sin\delta_{d1} = 0{,}266$; $\delta_{d1} = 15°26{,}6'$
14	Unghiul dintre generatoarele conurilor	φ_P	grade	$\sin \varphi_P = \frac{\sin \varphi_A}{\cos \delta_{d1}}$	$\sin\varphi_P = 0{,}269$ $\varphi_P = 15°36'$
15	Unghiul de înclinare a dintelui roții mici	β_{dm1}	grade	$\beta_{dm1} = \varphi_P + \beta_{dm2}$	$\beta_{dm1} = 15°36{,}5' + 35° = 50°36{,}5'$
16	Diametrul cercului de divizare mediu al roții mici	D_{dm1}	mm	$D_{dm1} = D_{dm2} \cdot \frac{z_1}{z_2} \cdot \frac{\cos \beta_{dm2}}{\cos \beta_{dm1}}$	$D_{dm1} = 175 \frac{11}{40} \cdot \frac{\cos 35°}{\cos 50°36{,}5'}$; $D_{dm1} = 62{,}12$ mm
17	Verificarea diametrului D_{dm1} în funcție de $D'_{1adm is}$	—	—	$D'_1 = D_{dm1} \frac{\sin \delta_{d2}}{\cos \delta_{d1}}$	$D'_1 = 62{,}12 \cdot \frac{\sin 74°}{\cos 15°26{,}6} = 61{,}98 \simeq 62$ mm
18	Verificarea modulului normal mediu	m_{nm}	mm	$m_{nm} = \frac{D_{dm1}}{z_1} \cos \beta_{dm1} = \frac{D_{dm2}}{z_2} \cos \beta_{dm2}$	$m_{nm} = \frac{175}{40} \cos 74° = 3{,}584$ mm
19	Lățimea dinților roții și pinionului	B_1	mm	$B_1 = \frac{B_2}{\cos \varphi_P} + 3\, m_{nm} \cdot \operatorname{tg} \varphi_P$; $B_2 \leqslant \frac{D_{dm2}}{2 \sin \delta_{d2}} \cdot \frac{1}{3}$; $B_2 \leqslant 10\, m_{nm}$	$B_1 = 34{,}15$ mm; Se adoptă $B_1 = 34$ mm; $B_2 \leqslant 10 \cdot 3{,}58 = 35{,}8$; Se adoptă $B_2 = 30$ mm

Valori pentru β_{dm2}

$\beta_{dm2} \geqslant 35°$	β_{dm1}	50°	45°	40°
	z_1	6—13	11—15	16

Valori recomandate pentru z_1 și z_2

i_{12}	2,4	3	4	5	6	10	
z_{1min}	15	12	9	7	6	5	
z_{2min}	36	36	36	36	36	50	

Scanned with OKEN Scanner

10.10. STABILIREA REZISTENȚELOR ADMISIBILE PENTRU CALCULUL DE DIMENSIONARE A ANGRENAJELOR

10.10.1. Rezistența admisibilă la presiune de contact (pitting)

Prin numeroase încercări la ciupire (pitting) a angrenajelor s-au obținut dependențele între rezistența admisibilă la presiune de contact și numărul ciclurilor de încărcare. Uzura de tip pitting fiind un fenomen de oboseală superficială, se obțin diagrame de oboseală de tip Wöhler, $\sigma_K = f(N_c)$ (fig. 10.56).

Prin *rezistența la ciupire* (sau presiunea de contact) σ_{K0} se înțelege rezistența corespunzătoare zonei asimptotice a curbei Wöhler — limita de oboseală la solicitarea de contact — cînd nu se produce distrugerea flancurilor dinților, oricît de mult ar crește numărul de cicluri.

Numărul de cicluri la care diagrama Wöhler devine asimptotică este $N_b \approx 10^7$, pentru fonte și oțeluri normalizate și îmbunătățite (HB < 350) și $N_b \approx 5 \cdot 10^7$ pentru roți din oțeluri cu suprafețe dure (HB > 350).

În cazul cînd numărul de cicluri de funcționare N_c este mai mic decît numărul de cicluri de bază N_b, rezistența admisibilă la solicitarea de contact se determină de pe ramura înclinată a curbei Wöhler.

Se poate scrie

$$\sigma_{K_1}^m N_{d_1} = \sigma_{K_2}^m N_{d_2} = \sigma_{K_0}^m N_b = \text{const}, \qquad (10.142)$$

de unde pentru $m = 6$ conform indicațiilor din lucrările [53] și [134].

$$\sigma_{K_1} = \sigma_{K_2} \sqrt[6]{\frac{N_{d_2}}{N_{d_1}}} = \sigma_{K_0} \sqrt[6]{\frac{N_b}{N_{d_1}}},$$

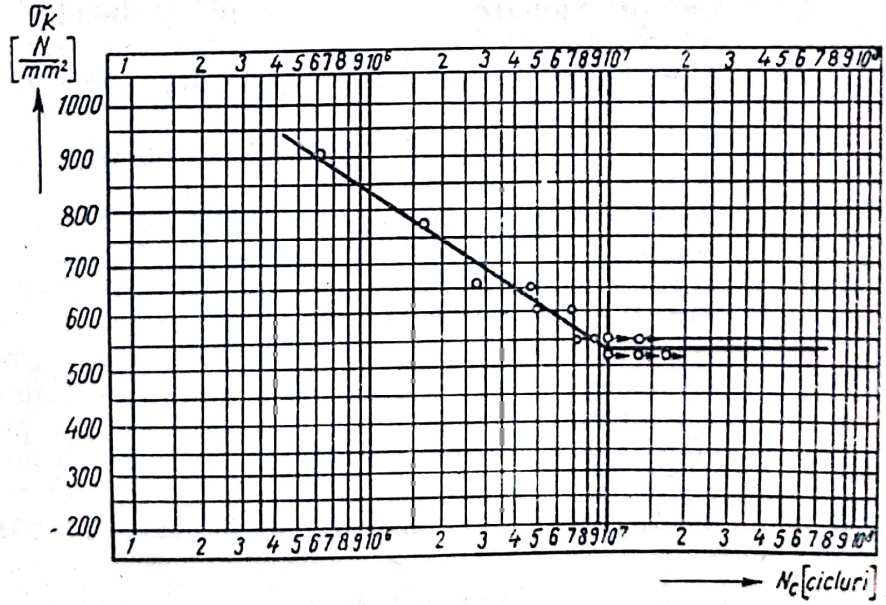


Fig. 10.56. Diagrama $\sigma_k = f(N_c)$.

Scanned with OKEN Scanner

sau, în general

$$\sigma_{K_1} = \sigma_{K_0} \sqrt[6]{\frac{10^7}{N_c}}, \tag{10.143}$$

unde : N_c este numărul de cicluri de funcţionare a roţii ; σ_{K_0} — rezistenţa la oboseală superficială pentru $N_b = 10^7$ cicluri ; $N_{d1} \ldots N_{di}$ — numărul de cicluri la care apare distrugerea flancului dintelui încărcat cu eforturile unitare hertziene $\sigma_{k1} \ldots \sigma_{ki}$.

Numărul de cicluri efectiv de funcţionare (N_c), corespunzător unei durate date, se determină cu relaţia

$$N_c = 60\, n T a, \tag{10.144}$$

unde :

n este turaţia roţii [rot/min] ;
a — numărul de roţi dinţate cu care este angrenată roata dinţată ce se calculează ;
T — timpul de funcţionare [h].

Cifrele de rezistenţă pentru solicitarea la presiune de contact trebuie alese ţinînd seama de influenţa diverşilor factori de exploatare asupra portanţei flancului. Cercetările efectuate în ultimii ani au permis stabilirea unor coeficienţi de corecţie cuprinşi în relaţia [158, 159, 140, 2, 39, 53, 4, 134, 95]

$$\sigma_{Ka} = \frac{\sigma_{k0}\, C_D}{C_K}\, C_L C_{R_z} C_V C_{HB} C_{p_0}, \tag{10.145}$$

unde :

σ_{K0} este rezistenţa la oboseală superficială a flancurilor materialului roţii, corespunzătoare unui număr de cicluri de funcţionare $N_c = N_b = 10^7$ (tabelele 10.28 şi 10.32) ;
C_D — coeficientul duratei de exploatare conform ISO : $C_D = \sqrt[6]{\frac{10^7}{N_c}}$; valori pentru C_D, în cazul solicitării la presiune de contact, se dau în figura 10.63, *a* ;
C_L — coeficientul de ungere, figura 10.57, după [158] ;
C_{R_z} — coeficientul de rugozitate al suprafeţei flancurilor dinţilor, figura 10.58, după [158] ;
C_V — coeficient de viteză, figura 10.50, după [158] — ţine seama de efectul ungerii hidrodinamice asupra portanţei roţilor : DIN 3990 nu precizează valori pentru C_V. Se va lua în considerare C_V numai la roţi precis prelucrate. În alte cazuri $C_V = 1$;
C_{HB} — coeficientul de duritate, după [96, 2, 158, 134] :

$$C_{HB} = \left(\frac{HB}{HB_{tab}}\right)^2; \tag{10.146}$$

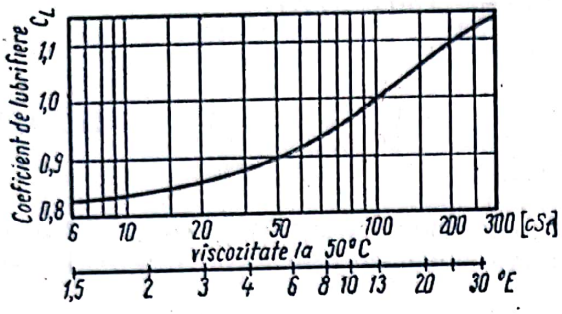


Fig. 10.57. Diagrama coeficientului de ungere, după [158].

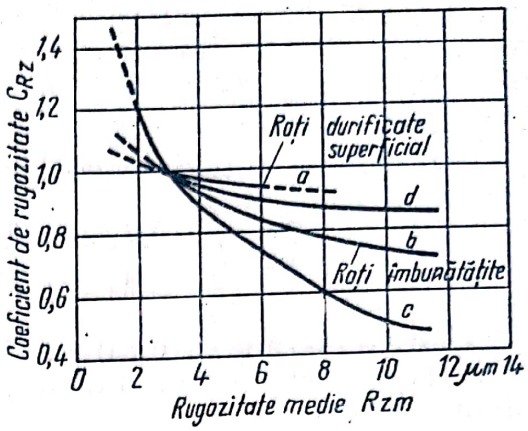


Fig. 10.58. Diagrama coeficientului de rugozitate, după [158], $R_{zm} = (R_{z1} + R_{z2}) \cdot \frac{1}{2}$; Curbele *c* și *d*, după lucrarea [159].

HB este duritatea roții care se calculează;
HB_{tab} — duritatea indicată în tabelul 10.28;
C_{po} — coeficientul de mărime care ia în considerare dimensiunile geometrice ale roților. Se va lua în considerare numai pentru roți cu dimensiuni foarte mari. În mod uzual $C_{po} = 1$;
C_K — coeficientul de siguranță pentru solicitarea la presiune de contact:
$C_K = 1{,}3 \ldots 2{,}5$ — la durabilitate nelimitată și
$C_K = 0{,}4 \ldots 1$ — la durabilitate limitată.

Dacă încărcarea ce acționează asupra angrenajului variază ciclic în limite relativ mari, în calcul se consideră puterea corespunzătoare încărcării celei mai mari ce acționează timp mai îndelungat asupra angrenajului. Aceasta este încărcarea de calcul, numită de bază. Puterile, respectiv, momentele de torsiune, se reduc la încărcarea de bază. Dacă $N_c > N_b$ ($N_b = 10^7$), atunci în calculul de durabilitate celelalte încărcări nu se iau în considerare: acest lucru se întîmplă independent de numărul de cicluri de funcționare a fiecărei încărcări, dacă puterile corespunzătoare încărcărilor celorlalte sînt în jur de 90% din puterea la încărcarea de bază. În general, pentru reducerea încărcărilor dintr-un regim de lucru variabil la încărcarea de bază se va calcula numărul de cicluri echivalent N_{ce}. Pentru acest scop se folosește teoria lui Palmgren-Minner, după care deteriorările produse de diferitele solicitări posibile la oboseală în timpul exploatării, se adună și duc în general la distrugerea organelor de mașini, chiar și atunci cînd solicitările luate individual nu ating eforturile unitare de distrugere [134, 83, 30].

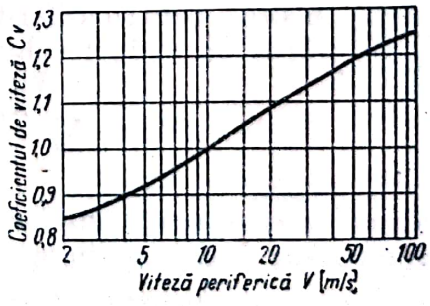


Fig. 10.59. Diagrama coeficientului de viteză C_V.

Conform teoriei lui Palmgren-Minner, deteriorarea unui organ de mașină este

caracterizată de un raport în care la numărător figurează numărul de cicluri N_{ci} la care a fost solicitat organul de mașină la un efort unitar σ_{K_i}, iar la numitor numărul de cicluri N_{di}, necesare pentru distrugerea piesei la același efort unitar σ_{K_i} [30], [125].

Deteriorarea totală se obține cu relația:

$$\frac{N_{c1}}{N_{d1}} + \frac{N_{c2}}{N_{d2}} + \frac{N_{c3}}{N_{d3}} + \ldots = \sum \frac{N_{ci}}{N_{di}} = A \qquad (10.147)$$

A este o mărime care caracterizează materialul angrenajelor și regimul de variație a eforturilor unitare; pe baza cercetărilor experimentale, se admite $A = 1$.

Relația (10.147), după înmulțirea și împărțirea fiecărui termen cu $\sigma^6_{K_1}$, $\sigma^6_{K_2}$ etc., se va scrie în forma

$$\frac{N_{c1}}{N_{d_1}} \frac{\sigma^6_{K_1}}{\sigma^6_{K_1}} + \frac{N_{c2}}{N_{d_2}} \frac{\sigma^6_{K_2}}{\sigma^6_{K_2}} + \ldots = \sum \frac{N_{ci}}{N_{d_i}} \frac{\sigma^6_{K_i}}{\sigma^6_{K_i}} = 1. \qquad (10.148)$$

Dar,

$$N_{d_1} \sigma^6_{K_1} = N_{d_2} \sigma^6_{K_2} = N_{d_3} \sigma^6_{K_3} = \ldots = N_{d_i} \sigma^6_{K_i} = N_b \sigma^6_{K_0}.$$

Deci:

$$\frac{N_{c_1} \sigma^6_{K_1} + N_{c_2} \sigma^6_{K_2} + N_{c_3} \sigma^6_{K_3} + \ldots}{N_b \sigma^6_{K_0}} = \frac{\sum N_{c_i} \sigma^6_{K_i}}{N_b \sigma^6_{K_0}} = 1,$$

sau

$$\sum N_{c_i} \sigma^6_{K_i} = N_b \sigma^6_{K_0}. \qquad (10.149)$$

Se poate astfel înlocui solicitarea complexă pe durata totală de funcționare, cu o solicitare având amplitudinea constantă, în decursul unui număr de cicluri echivalente. Ca solicitare constantă se admite $\sigma_{k_{max}}$, corespunzătoare încărcării de bază.

Rezultă

$$\sum N_{c_i} \sigma^6_{K_i} = N_{c_e} \sigma^6_{K_{max}} \qquad (10.150)$$

unde $N_{c_i} = 60\ n_i\ T_i$; n_i și T_i fiind numărul de rotații/min și durata de lucru, în ore, pentru diferite încărcări.

Numărul de cicluri echivalente va fi

$$N_{c_e} = \sum \frac{N_{c_i} \sigma^6_{K_i}}{\sigma^6_{K_{max}}} = 60 \sum \left(\frac{\sigma_{K_i}}{\sigma_{K_{max}}} \right)^6 n_i T_i, \qquad (10.151)$$

sau pe baza proporționalității de tip $\sigma_K = k\sqrt{M_t}$, între eforturile unitare și momentul de torsiune, se poate scrie

$$N_{c_e} = 60 \sum \left(\frac{M_{t_i}}{M_{t max}} \right)^3 n_i T_i. \qquad (10.152)$$

Scanned with OKEN Scanner

Pentru situaţia reprezentată în figura 10.60, numărul de cicluri echivalent se va calcula cu relaţia

$$N_{ce} = 60\left[(n_1 T_1) + \left(\frac{M_{t_2}}{M_{t_1}}\right) n_2 T_2 + \right.$$

$$\left. + \left(\frac{M_{t_3}}{M_{t_1}}\right)^3 n_3 T_3 + \left(\frac{M_{t_4}}{M_{t_1}}\right)^3 n_4 T_4\right]. \quad (10.153)$$

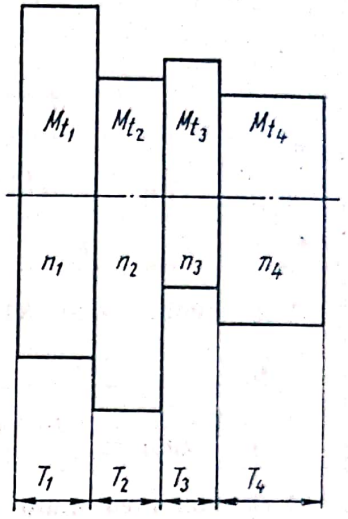


Fig. 10.60. Schema de variaţie în timp a încărcării unui angrenaj.

Angrenajul va fi dimensionat pentru încărcarea cu momentul de torsiune M_{t_1}, dar cu un număr de cicluri N_{ce}, care serveşte la determinarea coeficientului duratei de exploatare C_D.

Rezistenţele admisibile pentru materialele roţilor dinţate se dau în tabelele 10.28 şi 10.32. Pentru alte materiale, de tipul oţelurilor normalizate sau îmbunătăţite, se poate calcula $\sigma_{K0} \cong 2{,}8$ HB [N/mm²], iar la fonte $\sigma_{K0} \cong 1{,}5$ HB [N/mm²] [120].

Pentru angrenajele melcate nu sînt însă suficiente date experimentale referitoare la coeficienţii de corecţie. Rezistenţa admisibilă la ciupire se va determina pe baza relaţiei

$$\sigma_{Ka} = \sigma_{K0} C_D, \quad (10.154)$$

unde:

σ_{K0} este rezistenţa la presiune de contact pentru porţiunea cu $N_c > 10^8$ cicluri de solicitare [30] (tabelul 10.29) [134];

C_D — coeficientul duratei de exploatare, figura 10.61.

Influenţa durităţii flancului spirei melcului asupra sporirii cifrelor de rezistenţă este cuprinsă în valorile date în tabelul 10.29. Rezistenţele σ_{K0} din tabelul 10.29 se reduc cu 30% dacă angrenajele nu sînt bine rodate şi unse.

Dacă angrenajul melcat lucrează în condiţiile unor sarcini variabile, se va stabili numărul de cicluri echivalent N_{ce} cu relaţia

$$N_{ce} = 60 \sum \left(\frac{M_{ti}}{M_{t\,max}}\right)^4 \cdot n_i T_i, \quad (10.155)$$

bazată pe aceeaşi ipoteză Palmgren—Minner privind însumarea deteriorărilor ce apar la diferite trepte de încărcare. Pe baza numărului de cicluri N_c se determină C_D din figura 10.61 [134]. Relaţia (10.155) s-a stabilit pe baza proporţionalităţii de tip $\sigma_t = k\sqrt{M_t}$ între eforturile unitare şi momentul de torsiune. În cazul angrenajelor melcate exponentul m din relaţia (10.142) are valoarea $m = 8$ [130], [124].

Scanned with OKEN Scanner

Nr. crt.	Material	Caracteristicile mecanice ale	
	Calitate și tratament	Simbol STAS	σ_r daN/mm²
0	1	2	3
1	Fontă cenușie STAS 568-75	Fc 150 Fc 200 Fc 250	15 20 25
2	Fontă cu grafit nodular netratată termic STAS 6071-75	Fgn 60 Fgn 45	45 60
3	Fontă cu grafit nodular tratată termic prin carbonitrurare	Fgn 60 feritoperlitică	60
4	Oțel turnat STAS 600-74	OT 50—3 OT 55—3 OT 60—3	50 55 60
5	Oțel carbon obișnuit STAS 500-68	OL 42 OL 50 OL 60 OL 70	42 50 60 70
6	Oțel carbon de calitate STAS 880-66 — cementat — normalizat — îmbunătățit — normalizat — îmbunătățit — normalizat — îmbunătățit	 OLC 10 OLC 15 OLC 35 OLC 35 OLC 45 OLC 45 OLC 60 OLC 60	 34—45 37—49 54 58 62 68 71 75
7	Oțel aliat de cementare	18 MC 10 18 MC 10 15 CN 15 13 CN 33	85 90 100 93
8	Oțel aliat de îmbunătățire Oțel călit superficial Oțel aliat cianurat Oțel aliat de îmbunătățire	40 C 10 35 MS 12 41 MoC11 36 MS 12 40 C 10 40 C 10 35 MS 12 41 CN 12 33 MoC 11 50 VC 11	85 75 85 — 105 140—180 150—190 85 75 90

* Valorile corespund datelor din lucrările [96, 134] și se bazează pe încercări experimentale (pentru Fgn date experimentale în lucrarea [95]).

** Valorile din coloana 9 s-au indicat după lucrările [134, 83] și sînt valabile pentru roți la care dinții este solicitat la încovoiere după un ciclu pulsator. S-a admis; $K_\sigma = 1{,}5$ (oțel); $K_\sigma = 1{,}2$ (fontă); $C_S = 2$ (încovoiere) și σ_{-1} s-a luat cu valoarea minimă. Valorile pentru σ_{Koa}, coloana 8, includ și coeficientul de siguranță c_K, urmînd ca în calculul de dimensionare să se introducă numai după multiplicarea cu coeficienții dați în relația (10.156).

Scanned with OKEN Scanner

Tabelul 10.28

pentru roți dințate

materialului roții dințate

σ_{-1} [daN/mm²]	Duritate [HB]	*) σ_{K_0} [daN/mm²]	*) σ_{t_0} [daN/mm²]	**) $\sigma_{Koa} = \frac{\sigma_{Ko}}{C_K}$ [daN/mm²]	**) $\sigma_{toa} = \frac{\sigma_{to}}{C_S}$ [daN/mm²]
4	5	6	7	8	9
8,5	170	41	—	34	6
10	170	47	—	39	7
12	210	53	—	44	8
—	170	40	25	—	20
—	250	36—45	25	—	20
—	> 350	55	—	—	25
—	150	40	15	36,5	12
—	150	46	15	40	13
—	175	48	17,5	43	14
23	125	43	16	36	—
28	150	52	19	43	12
28—33	180	62	21	49	14
33—40	208	72	24	56	17
23—44	590/250 (miez)	177	20	140	12
26—40	730/190 (miez)	193	22	160	24
32	150—160	49	—	41,5	12,5
36	—	53,5	—	44,5	13,5
36	185	55	23	47,5	14
40	—	60	—	50	16
41	210	62	25,6	53,5	15,5
46	—	72	—	59,5	18
70	650/270 (miez)	195	42	—	—
—	650/360 (miez)	195	47	—	—
—	650/210 (miez)	195	44	—	—
40—45	HRC > 35 (miez)	126	44	—	—
35—48	270	78	30	67,5	18
40,5	260	73	31,5	61	20
46—55	300	100	31,5	86	23
—	560/270 (miez)	167	34	—	19
—	587/275 (miez)	177	35	—	27
—	595/460 (miez)	178	32	—	—
—	550/470 (miez)	165	35	—	—
36—40	300	90	—	81	18
38—50	280	89	—	80	19
36—44	360	190	—	90	19

Scanned with OKEN Scanner

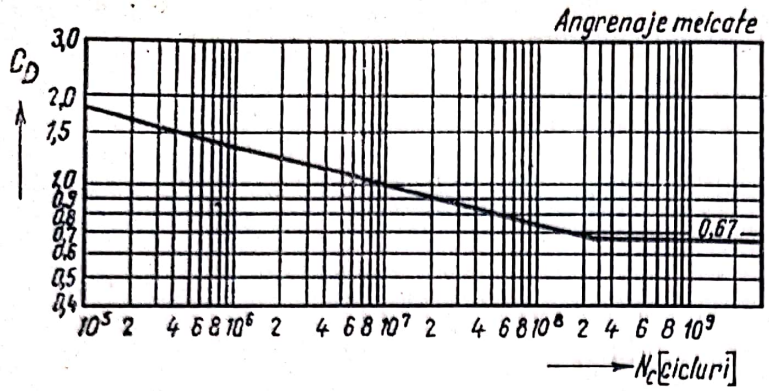


Fig. 10.61. Coeficientul de durată C_D în funcție de numărul de cicluri de solicitare a roții pentru angrenaje melcate.

Tabelul 10.29

Rezistențele admisibile la ciupire și la rupere prin oboseală pentru roți melcate [134]

Materialul roții	Felul turnării	Caracteristici mecanice [N/mm²]		Rezistența admisibilă [N/mm²]			
				Duritatea melcului			
				$HRC < 45$		$HRC > 45$	
		σ_r	σ_c	σ_{K0a}	σ_{i0a}	σ_{K0a}	σ_{i0a}
Bz 10T	În nisip	180	100	130	40	160	50
Bz 10T	În cochile	260	150	190	58	225	72
Bronz cu nichel	Centrifugal	290	170	210	65	250	81
Fc 100	În nisip	100	—	—	34	—	42
Fc 150	În nisip	150	—	—	38	—	48
Fc 200	În nisip	200	—	—	43	—	54
Fc 250	În nisip	250	—	—	48	—	60

10.10.2. Rezistența admisibilă la solicitarea de încovoiere

Metoda de calcul recomandată de ISO presupune determinarea rezistenței admisibile la încovoiere cu relația

$$\sigma_{ai} = \frac{\sigma_{i0} C_{pi} C_D}{C_s K}, \qquad (10.156)$$

în care:

σ_{i0} este rezistența la încovoiere pentru solicitarea după un ciclu pulsator, la $N_c = 10^7$ cicluri (fig. 10.62);

C_s — coeficientul de siguranță pentru solicitarea de încovoiere ($C_s = 1{,}5 \ldots 2$ — la durabilitate limitată de funcționare, $C_s = 1{,}8 \ldots 4$ — la durabilitatea nelimitată de funcționare) [134, 158];

K_σ — coeficientul concentratorului de tensiune în secțiunea de la baza dintelui;

C_D — coeficientul duratei de funcționare la solicitarea de încovoiere $C_D = \sqrt[9]{\frac{10^7}{N_c}}$ (fig. 10.63, *b*) [134];

C_{pi} — coeficientul de mărime a roții, pentru solicitarea de încovoiere [156, 159].

Scanned with OKEN Scanner

Coeficientul K_σ al concentratorului de tensiune de la baza dintelui depinde de raza de racordare a dintelui cu roata. Pentru roţile dinţate cu raza de racordare standardizată, $K_\sigma = 1{,}8$, pentru roţi din fontă sau din oţel cementat, $K_\sigma = 1,2$, iar pentru roţi cementate, cu racordarea rectificată, $K_\sigma = 1$. Dependenţa coeficientului de concentrare K_σ de deplasarea de profil este indicată în tabelul 10.30.

Precizări legate de mărimea coeficientului de siguranţă la calculul de încovoiere se fac în tabelul 10.31.

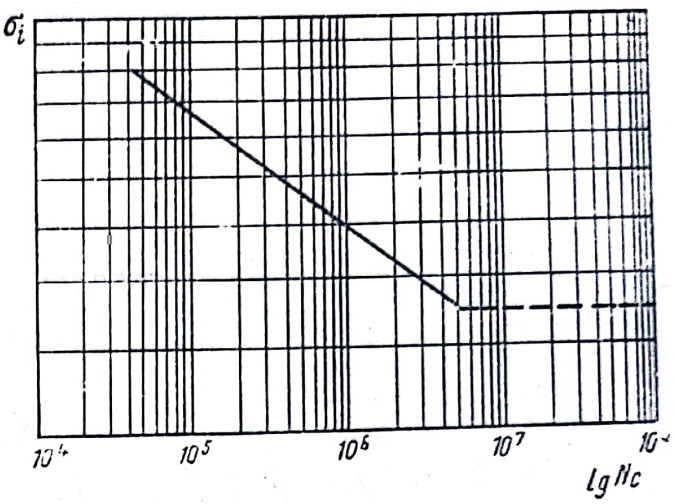


Fig. 10.62. Diagrama de tip Wöhler $\sigma_i = f(N_c)$.

Tabelul 10.30

Coeficientul efectiv de concentrare K_σ [134]

Materialul şi tratamentul termic al roţii dinţate	Deplasarea specifică $\frac{\xi}{(x_i)}$		
	$\frac{\xi}{(x_i)} < 0$	$0 < \frac{\xi}{(x_i)} < 0{,}2$	$\frac{\xi}{(x_i)} > 0{,}2$
	K_σ		
Oţel, roţi normalizate, îmbunătăţite sau călite (în adîncime sau superficial)	1,4	1,5	1,6
Oţel, dinţi cementaţi, nitruraţi sau cianuraţi împreună cu racordarea	1,1	1,2	1,3
Fontă		1,2	1,3

Tabelul 10.31

Coeficientul de siguranţă la calculul la rupere prin oboseală a dintelui roţii dinţate [134]

Materialul roţii dinţate	Tehnologia prefabricatului	Tratamentul termic	Coeficientul de siguranţă
Oţel, fontă	Turnare	Netratat	2,5
		Recoacere, normalizare sau îmbunătăţire	2,0
Oţel	Turnare sau forjare	Cementare	2,1
	Forjare	Călire (HB > 350) Călire superficială	2,5
		Normalizare sau îmbunătăţire	2,0

Scanned with OKEN Scanner

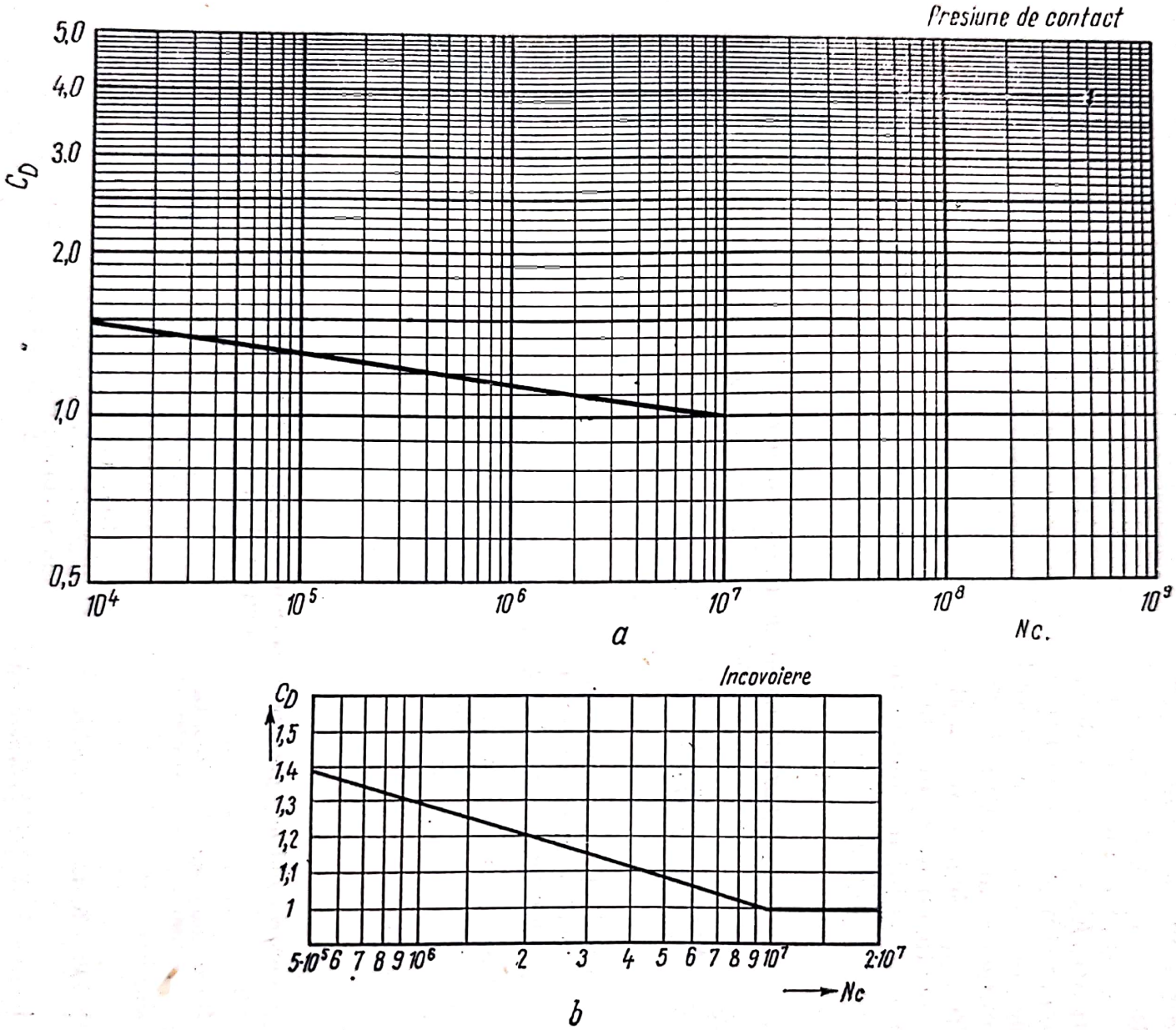


Fig. 10.63. *a* — Coeficientul de durată C_D pentru solicitarea la presiune de contact ; *b* — Coeficientul de durată C_D pentru solicitarea la încovoiere.

Coeficientul duratei de exploatare C_D pentru $N_c > 10^7$ cicluri, se determină din figura 10.63, *b* construită pe baza dependenței

$$C_D = \sqrt[9]{\frac{10^7}{N_c}}, \tag{10.157}$$

deoarece, în cazul încovoierii se poate scrie o relație, asemănătoare cu cea pentru solicitarea la presiunea de contact, între σ_i și N_c :

$$\sigma_{i_1}^m N_1 = \sigma_{i_2}^m N_2 = \ldots = \sigma_{i0}^m N_b.$$

Exponentul puterii, $m = 9$ și $N_b = 10^7$ cicluri. La regimurile de lucru variabile, coeficientul de durată C_D se va determina în funcție de numărul de cicluri echivalent calculat cu relația

$$N_{ce} = 60\left[\sum n_i T_i \left(\frac{M_{t_i}}{M_{tmax}}\right)^9\right]. \tag{10.158}$$

Rezistențele admisibile σ_{ioa}, care includ și coeficienții K_σ și C_s, pentru materiale de roți dințate supuse încercărilor experimentale, se dau în tabelul 10.28. În tabelul 10.32 sînt prezentate rezistențele admisibile pentru oțeluri de cementare.

Rezistențele admisibile la rupere prin oboseală, în cazul în care nu sînt date experimentale pentru roți dințate, se pot determina ținînd seama de ciclul solicitării și de concentrarea tensiunii la piciorul dintelui. Solicitarea dintelui este după un ciclu pulsator (rareori ciclu alternant; doar pentru roți ce lucrează alternant).

În acest caz :

$$\sigma_{ai} = \frac{2\sigma_{-1}}{C_s\left(K_\sigma + \frac{\sigma_{-1}}{\sigma_r}\right)} C_D C_{pi}. \tag{10.159}$$

S-au făcut notațiile : σ_{-1} — rezistența la oboseală a materialului pentru ciclul de solicitare alternant simetric; σ_r — rezistența de rupere a materialului roții.

Coeficientul de mărime a roții este $C_{pi} = 1$, deoarece încercările experimentale, deși au evidențiat influența sa, nu sînt suficiente pentru a justifica deocamdată introducerea sa în calcul.

Rezistențele admisibile pentru materialele angrenajelor melcate la solicitarea de încovoiere se prezintă în tabelul 10.29, valori ce se vor înmulți cu coeficientul C_D (fig. 10.61), dacă $N_c < 10^8$. Pentru regimuri variabile de lucru se determină numărul de cicluri echivalent :

$$N_{ce} = 60\left[\sum n_i T_i \left(\frac{M_{ti}}{M_{tmax}}\right)^8\right] \tag{10.160}$$

care va servi la determinarea coeficientului C_D.

Scanned with OKEN Scanner

Tabelul 10.32

Rezistenţe admisibile pentru oţeluri de cementare [120]

Grupa de oţeluri	Duritatea miez [HRC]	Tratamente termochimice anterior călirii	Duritate strat [HRC]	Rezistenţa la oboseală superficială calculată pentru $N_C = N_b = 10^7$ cicluri: $\sigma_{K0a} = \frac{\sigma_{K0}}{C_K}$ [daN/mm²]
OLC 10; OLC 15	≤40	carburare	50—60	115—125
15 CO8; 20 CO8	≤40	carburare	50—60	115—125
18 MC 10; 15 MoMC 12; 21 TMC 12; 13 CN17	≤40	carburare	56—60	115—125
18 MoCN 06	<40	carbonitrurare	58—62	162—174
21 MoMC 12 28 TMC 12	<40	carburare	58—62	180—192
13 CN 30 13 CN 35 16 CN W 10 25 CN W 10 18 MoCN 13	>40	carbonitrurare	60—64	168—180

Pentru alte materiale, necuprinse în tabel, se pot calcula rezistenţele $\sigma_{K0a} = \sigma_{K0}/C_K$, cu relaţiile [120]:

$\sigma_{K0a} = 0{,}24$ HB [daN/mm²] — oţeluri semidure, stare îmbunătăţită (HRC<40);
$\sigma_{K0a} = 1{,}8$ HRC [daN/mm²] — oţeluri călite superficial (HRC > 40);
$\sigma_{K0a} = 2{,}1$ HRC [daN/mm²] — oţeluri nealiate sau slab aliate cu $HRC_{miez}<40$, cu straturi carburate şi călite;
$\sigma_{K0a} = 3{,}1$ HRC [daN/mm²] — oţeluri complex aliate cu $HRC_{miez} > 40$, cu strat carburat şi călit;
$\sigma_{K0a} = 2{,}8$ HRC [daN/mm²] — oţeluri carbonitrurate, cianurate şi nitrurate;
$\sigma_{K0a} = 0{,}15$ HB [daN/mm²] — fonte cenuşii;
$\sigma_{K0a} = 0{,}18$ HB [daN/mm²] — fonte modificate.

Rezistenţele la oboseală prin încovoiere pentru ciclul pulsator se pot determina cu relaţia: $\sigma_{i0} = 1{,}5\ \sigma_{-1}$ [120].

În cazul angrenajelor melcate, la solicitarea de încovoiere, exponentul puterii în relaţia $\sigma_i^m \cdot N_i = \sigma_{i0}^m \cdot N_b$ este $m = 8$ [125]. Relaţia (10.160) s-a stabilit pe baza aceleiaşi ipoteze ca în cazul celorlalte angrenaje şi s-a luat în considerare dependenţa de tip $\sigma_i = kM_t$.

10.11. RANDAMENTUL ANGRENAJELOR ŞI VERIFICAREA LA ÎNCĂLZIRE

Randamentul unui reductor se determină cu relaţia

$$\eta = \eta_d\, \eta_u\, \eta_l \qquad (10.161)$$

unde:

η_d este randamentul danturii, luînd în considerare pierderile prin frecare;

η_u este randamentul uleiului, luînd în considerare pierderile prin barbotarea şi amestecarea uleiului;

η_l — randamentul lagărelor, care ia în considerare pierderile în acestea.

Randamentul η_d al unei perechi de roţi dinţate are valorile $\eta_d = 0{,}95 \ldots 0{,}99$, la angrenaje cilindrice şi $\eta_d = 0{,}94 \ldots 0{,}98$, la angrenaje conice.

Randamentul angrenajului η_d se poate calcula exact, cu relaţia [30, 134].

$$\eta_d = 1 - \frac{\pi \varepsilon_f \cdot \mu}{a \cos \beta_0} \left(\frac{1}{z_1} \pm \frac{1}{z_2} \right), \tag{10.162}$$

unde

ε_f este gradul de acoperire frontal;

a — coeficient, pentru roţi cu dinţi drepţi şi cu dinţi înclinaţi sau în V; $a = 2$ în perioada de rodaj; pentru aceleaşi roţi, dar rodate $a = 5$. La roţile de mare viteză ($V > 15$ m/s) $a = 2 \ldots 3$;

β_0 — unghiul de înclinare a dinţilor (dacă relaţia se referă la roţi cu dinţi înclinaţi).

Randamentul η_u se calculează cu relaţia

$$\eta_u = \frac{P - 0{,}0082\, V\, B \sqrt{V \cdot \nu \frac{200}{z_s}}}{P} \tag{10.163}$$

unde

P este puterea de transmis [CP];

B — lăţimea roţii scufundate în ulei [m];

V — viteza periferică a roţii scufundate în ulei [m/s];

ν — vîscozitatea cinematică a uleiului la temperatura de lucru [cSt];

$z_s = z_1 + z_2$ — suma numerelor de dinţi ai celor două roţi.

Randamentul lagărelor este dependent de tipul lagărului.

Verificarea la încălzire a angrenajelor se face utilizînd indicaţiile date la subcapitolul 10.9.6, cu precizarea că se va folosi valoarea randamentului angrenajului determinat cu relaţia (10.161).

Ecuaţia echilibrului termic se scrie analog ca la angrenajele melcate:

$$860(1 - \eta) P_m = \lambda_1 S (1 + \Psi_1)(t - t_0), \tag{10.164}$$

sau

$$10^3 (1 - \eta) P_m = \lambda_1 S (1 + \Psi_1)(t - t_0).$$

În relaţiile de mai sus sînt valabile precizările făcute în cazul relaţiilor (10.130) şi (10.131).

Din relaţie se determină temperatura uleiului t, care trebuie să rămînă sub valoarea 60—70°C. Semnificaţiile notaţiilor din relaţie sînt aceleaşi cu cele date la subcapitolul 10.9.6.

Literatura de specialitate [96, 134] indică necesitatea unui calcul la gripare al angrenajelor. Cercetările experimentale n-au condus încă

Scanned with OKEN Scanner

la o metodă unitară de calcul al angrenajelor la gripaj. Blok [134] introduce în calculul angrenajelor la gripare noţiunea de temperatură fulger locală (Blitztemperatur). La intrarea în angrenare a dintelui, care durează un timp foarte scurt, se produce o încălzire bruscă, locală, care poate atinge valori foarte ridicate apropiate de temperatura de sudare a suprafeţelor de contact. În lucrarea [134] se prezintă relaţia de calcul a temperaturii fulger după propunerea lui Blok. Calculul de gripare este strîns legat de alegerea lubrifiantului corespunzător pentru angrenajul proiectat [134, 96]

10.12. ANGRENAJE SPECIALE

10.12.1. Angrenaje de tip Novicov

Angrenajele Novicov caută să elimine dezavantajele angrenajelor cu dantură în evolventă cum ar fi : capacitate portantă relativ redusă deoarece razele de curbură ale flancurilor sînt mici, pierderi prin frecare în angrenaj mari, sensibilitate mare faţă de dezaxările provocate de deformaţiile elastice ale arborilor. La angrenajul de tip Novicov flancurile active ale dinţilor sînt suprafeţe elicoidale cu generatoarea în arc de cerc, în secţiunea frontală. Profilul dintelui la pinion este convex iar la celelalte roţi concav (fig. 10.64). Linia de angrenare este amplasată de-a lungul dintelui, astfel punctul de contact al profilelor se deplasează de-a lungul dinţilor şi nu de-a lungul profilului ca la angrenajele evolventice. Viteza de deplasare a punctului de contact şi unghiul de presiune rămîn constante.

Deoarece punctul de contact nu se deplasează de-a lungul profilului, gradul de acoperire în secţiune frontală este zero şi deci roţile, în mod obligatoriu, trebuie să fie cu dinţi înclinaţi. În acest caz gradul de acoperre axial este 1...1,3.

Ungerea dinţilor la angrenajele Novicov este favorizată de faptul că liniile de contact sînt aproape perpendiculare pe direcţia vitezei. În procesul de angrenare, rostogolirea profilelor se face cu viteză mare. Angrenajele Novicov se execută cu scule complicate şi astfel sînt costisitoare, sînt sensibile la variaţia distanţei axiale şi nu permit suprasarcini.

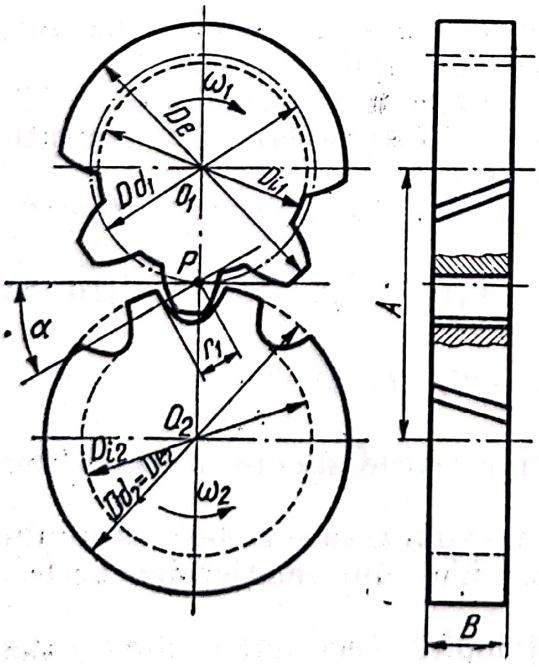


Fig. 10.64. Angrenajul Novicov.

Conturul flancurilor în secţiune normală este cel indicat în figura 10.65. Dimensiunile geometrice ale angrenajului se determină cu relaţiile de mai jos [30] :

— Diametrele cercurilor de divizare :

$$D_{d_1} = m_f z_1 = \frac{m_n z_1}{\cos \beta_0} = \frac{2A}{i_{12} + 1};$$

$$D_{d_2} = m_f z_2 = \frac{m_n z_2}{\cos \beta_0} = \frac{2A i_{12}}{i_{12} + 1};$$

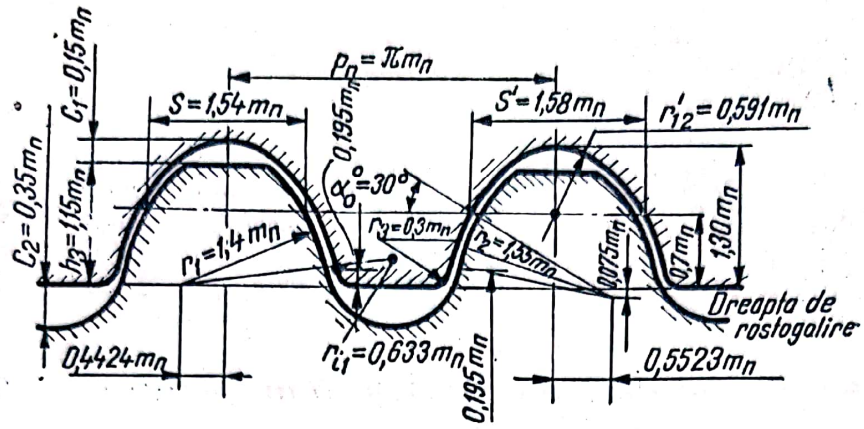


Fig. 10.65. Profilul dinţilor angrenajului Novicov.

— Distanţa axială :

$$A = 0{,}5\,(D_{d_1} + D_{d_2})\,;$$

— Diametrele cercurilor vîrfurilor :

$$D_{e_1} = D_{d_1} + 2{,}3\,m_n\,;$$

$$D_{e_2} = D_{d_2}\,;$$

— Diametrele cercurilor interioare :

$$D_{i_1} = D_{d_1} - 0{,}7\,m_n\,;$$

$$D_{i_2} = D_{d_2} - 2{,}6\,m_n\,;$$

— Lăţimea roţilor :

$$B = \Psi_A A = \varepsilon_a\,p_a = \frac{\varepsilon_a \pi\, m_n}{\cos\beta_0}\,;$$

— Gradul de acoperire axial :

$$\varepsilon_a = \frac{B \sin\beta_0}{\pi m_n} = \frac{\Psi_m \sin\beta_0}{\pi}\,;\quad \Psi_A = \frac{B}{A}\,;\quad \Psi_m = \frac{B}{m_n}\,.$$

Calculul angrenajelor Novicov din punct de vedere al rezistenţei, se poate face analog cu cel al angrenajelor evolventice. Detalii privind acest calcul se dau în lucrarea [124].

10.12.2. Angrenaje elastice

Angrenajul elastic este format dintr-o roată dinţată elastică şi una rigidă, transmiterea mişcării de rotaţie se realizează prin deformaţia roţii elastice.

Scanned with OKEN Scanner

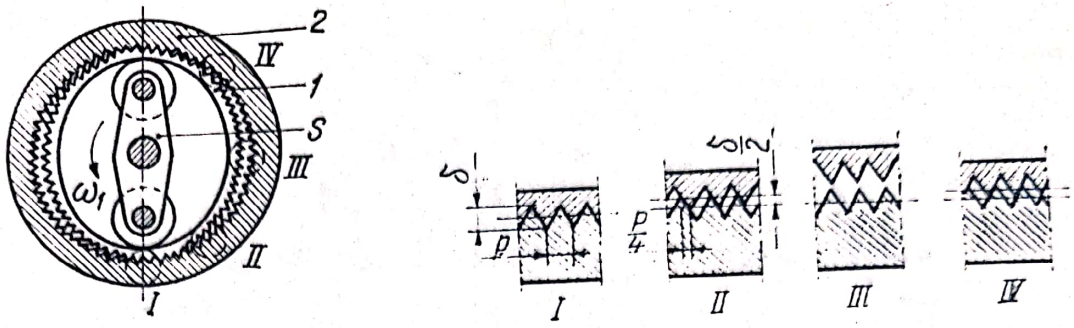


Fig. 10.66. Angrenajul elastic (cu undă) I, II, III, IV faze de angrenare a dinților.

În figura 10.66 este prezentat un angrenaj elastic. Roata dințată rigidă (*2*) este executată cu dantură interioară, iar roata *1* elastică cu dantură exterioară.

La montajul roții elastice *1* pe elementul conducător *S*, acesta se va deforma, primind forma eliptică și va intra în angrenare cu roata *2*. Roata elastică *1* are forma constructivă a unui cilindru cu pereți subțiri. La punerea în mișcare de rotație a elementului conducător *S*, roata *1* se va deforma și în același timp se va deplasa pe periferia roții *2* sub forma unei unde. Angrenajul poartă din această cauză numele de angrenaj armonic sau cu undă iar elementul conducător *S* se numește generator de undă.

Profilul dinților nu este elucidat complet, el putînd fi triunghiular sau evolventic. Analizînd modul de angrenare pe periferia roții *1* se va constata că dinții se află în diferite faze ale angrenării. În zona I dinții vor angrena pe toată înălțimea lor (δ), în zona II — la circa 45° față de punctul I — angrenarea se face pe jumătate din înățime, iar în punctul III — la 90° față de punctul I — dinții nu mai sînt în angrenare (fig. 10.66). În punctul III vîrfurile dinților se vor afla față-n față, deci poziția dinților s-a schimbat prin rotația cu o jumătate de pas pe fiecare sfert de cerc. La o rotație completă a elementului conducător, roata *1* se va roti cu *2* pași. Dacă roata *2* este fixă, roata *1* se rotește în sens contrar cu elementul conducător *S*. Dacă se fixează roata *1*, atunci roata 2 se va roti în același sens cu elementul *S*; oricare din cele 3 elemente poate deveni element motor. Numărul rolelor de pe elementul conducător *S* poate fi și 3 (fig. 10.67).

Roțile dințate au același pas circular p însă numerele de dinți sînt diferite (fig. 10.68). Rezultă:

$$D_{d_1} = \frac{pz_1}{\pi} = mz_1;$$

$$D_{d_2} = \frac{pz_2}{\pi} = mz_2;$$

$$D_{d_2} - D_{d_1} = \delta = \frac{z_2 - z_1}{\pi} p.$$

Scanned with OKEN Scanner

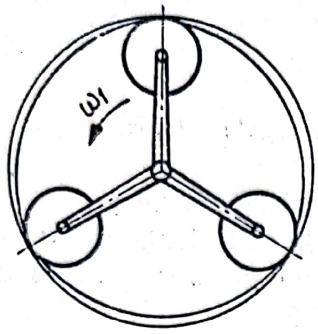


Fig. 10.67. Generatorul de undă la angrenajele elastice.

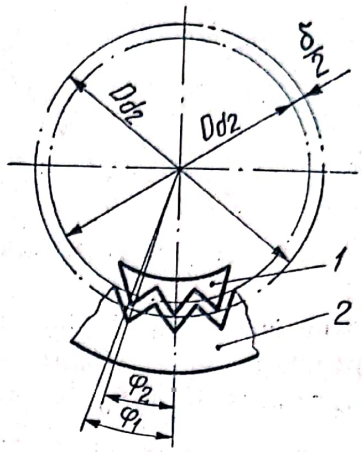


Fig. 10.68. Elemente geometrice ale angrenajului elastic.

Rezultă că pașii unghiulari vor fi :

$$\varphi_1 = \frac{360^\circ}{z_1} \text{ și } \varphi_2 = \frac{360^\circ}{z_2}.$$

Raportul de transmitere se determină cu formula lui Willis. Pentru roata *1* fixă :

$$i^1_{S2} = \frac{n_s}{n_2} = \frac{1}{1 - i^s_{21}} = \frac{z_2}{z_2 - z_1} = \frac{Dd_2}{Dd_2 - Dd_1} = \frac{Dd_2}{\delta};$$

Pentru roata *2* fixă :

$$i^2_{S1} = \frac{n_s}{n_1} = -\frac{z_1}{z_2 - z_1} = -\frac{Dd_1}{Dd_2 - Dd_1} = -\frac{Dd_1}{\delta} = -\frac{1}{1 - i^s_{12}}.$$

Pentru valori mici a lui δ se pot obține rapoarte de transmitere foarte mari (pînă la 1000 cu o singură treaptă).

Acesta este marele avantaj al angrenajelor elastice la care se adaugă și faptul că pot transmite sarcini mari la gabarite mici deoarece în angrenare se află totdeauna mai mulți dinți (pînă la 20—25% din totalul dinților).

Calculul de rezistență al angrenajelor elastice

Se consideră următoarele solicitări ale dinților roții elastice :
— uzură cauzată de presiunea de contact pe fețele laterale ale dinților :
— forfecare în secțiunea de la baza dintelui.

De asemenea angrenajul trebuie verificat la încălzire iar coroana roții elastice la încovoiere.

Verificarea angrenajului la presiune de contact are la bază ipotezele următoare :
— dintele are forma unui triunghi echilateral ;
— încărcarea este proporțională cu suprafața de contact ;

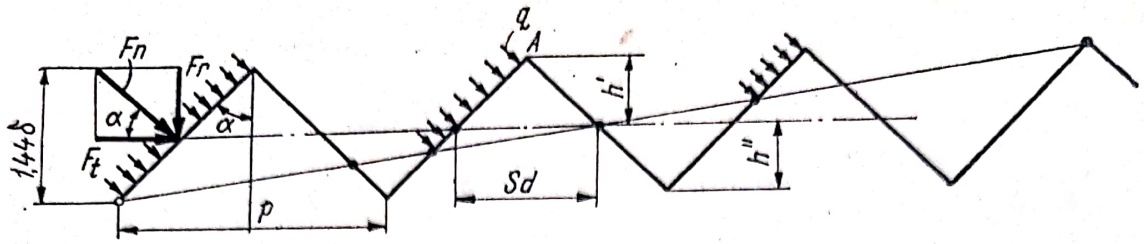


Fig. 10.69. Schema de calcul a angrenajului elastic.

— coroana circulară 2 (fig. 10.68) se consideră fixă;
— se apreciază că se află în angrenare 50% din dinți, dintre care 25% intră în angrenare și 25% termină angrenarea ceea ce înseamnă că la preluarea sarcinii participă $\frac{z_2}{4}$ dinți.

Se consideră schema de calcul din figura 10.69.

Presiunea de contact q_A se calculează cu relația

$$q_A = \frac{F_n}{A} = \frac{F_t}{A\cos\alpha}, \qquad (10.165)$$

unde A este suprafața totală de contact.

Pentru calculul suprafeței A se va lua în considerare faptul că flancurile nu sînt complet încărcate și din această cauză se admite doar 50% din suprafața totală a celor $\frac{z_2}{4}$ dinți. Astfel:

$$A = \frac{1}{2}\,\frac{p}{2\sin\alpha}\,\frac{z_2}{4}\,B\,Y_q = \frac{\pi D_{d_2}\,BY_q}{16\,\sin\alpha}.$$

S-a notat cu B lățimea dintelui și cu Y_q coeficientul de formă al dintelui în cazul solicitării la presiune de contact.

Coeficientul de formă este

$$Y_q = \frac{2h'}{1{,}44\,\delta} \cong 0{,}6,$$

unde h' este înălțimea de contact reală maximă ($h' = \frac{7}{16}\,\delta$ — înălțimea capului dintelui; $h'' = \frac{9}{18}\,\delta$ — înălțimea piciorului dintelui; $h = \delta$ — înălțimea dintelui).

Relația (10.165) devine

$$q_A = \frac{F_t\,16\,\sin\alpha}{\cos\alpha\,\pi D_{d_2} BY_q} = \frac{16\,F_t\,\mathrm{tg}\alpha}{\pi D_{d_2}\,BY_q} \leqslant q_{A\ admisibil}.$$

Scanned with OKEN Scanner

Forţa periferică de calcul este

$$F_t = \frac{2M_{t_1}}{D_{d_2}} = 2 \cdot 95\,500 \frac{P_1}{D_{d_2} n_1} = 191\,000 \frac{P_1}{D_{d_2} n_1},$$

deoarece în punctul de contact, $D_{d_2} = D_{d_1}$.

Înlocuind $B = \Psi D_{d_2}$, se poate determina diametrul D_{d_2}:

$$D_{d_2} \cong 100 \sqrt[3]{\frac{P_1 \operatorname{tg}\alpha}{q_{Aa} \Psi Y_q n_1}} \text{ [cm]}. \qquad (10.166)$$

Se admite că $\Psi = 0{,}1 \ldots 0{,}2$; $q_{Aa} = (300-350)$ [daN/cm^2] (oţel necălit).

Calculul dinţilor la forfecare se face cu relaţia

$$\tau_f = \frac{F_t}{A_m}, \qquad (10.167)$$

unde A_m este secţiunea medie de forfecare:

$$A_m = \frac{1}{2} p \frac{z_2}{4} B Y_f = \frac{1}{8} p \pi D_{d_2} B Y_f.$$

S-a considerat că participă 25% din dinţi la preluarea sarcinii F_t şi din suprafaţa secţiunilor s-a luat 50%.

Coeficientul de formă Y_f pentru solicitarea de forfecare se determină cu relaţia

$$Y_f = \frac{\frac{7}{16} P}{\frac{1}{2} p} = 0{,}875.$$

Relaţia (10.167) va avea forma

$$\tau_f = \frac{8F_t}{p\pi D_{d_2} B Y_f} \leqslant \tau_{af}.$$

Calculul coroanei roţii elastice la solicitarea de încovoiere se face cu metodele stabilite în Rezistenţa materialelor.

10.13. CONSTRUCŢIA REDUCTOARELOR CU ROŢI DINŢATE

10.13.1. Elemente constructive privind roţile dinţate

O roată dinţată are trei porţiuni distincte: coroana dinţată, butucul şi discul sau spiţele care leagă coroana de butuc.

Coroana este partea roţii dinţate care prin intermediul dinţilor preia sarcina de transmis. Pentru a asigura repartiţia sarcinii pe lungimea

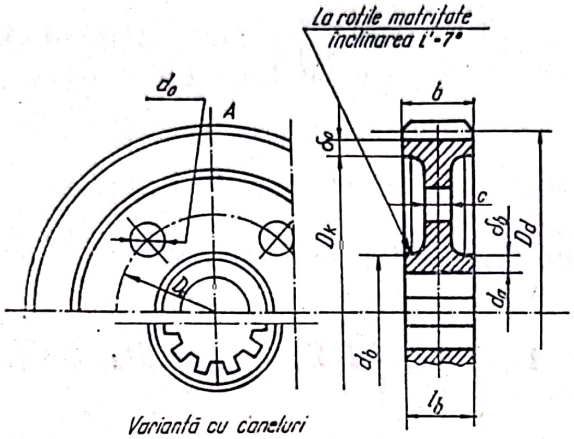
Scanned with OKEN Scanner

dintelui, coroana trebuie să fie elastică şi în acelaşi timp trebuie să reziste la sarcina de transmis.

În tabelele 10.33 şi 10.34 sînt prezentate elementele constructive ale roţilor dinţate cilindrice şi conice precum şi dimensiunile orientative ale acestora.

Tabelul 10.33

Elemente constructive ale roţilor dinţate cilindrice



Varianta cu caneluri

Denumirea parametrului	Simbol	Relaţia de calcul
Grosimea obezii	δ_0	$_0 = (2...3)m_f$; se ia $> 0{,}02\ D_d$
Grosimea butucului	δ_b	$\delta_b = (0{,}25...0{,}35)\ d_a$
Diametrul alezajului butucului	d_a	$d_a = \frac{D_d}{(4...6)}$
Diametrul găurilor de pe discul roţii	d_0	$d_0 = \frac{D_K - d_b}{5}$
Diametrul cercului centrelor găurilor	D_0	$D_0 = \frac{D_K + d_b}{2}$
Grosimea discului	c	$c = (0{,}2...0{,}3)b$. Pentru $D_d < 150$ mm, $c = b$
Lungimea butucului	l_b	$l_b = (1{,}0...1{,}5)\ d_a$, în cazul îmbinării cu pană; $l_b = (0{,}8...1{,}4)\ d_a$, în cazul îmbinării cu caneluri.

În cazul în care $B \leqslant \frac{1}{12} D_d$, se recomandă folosirea roţilor dinţate cu discuri, iar pentru cazul cînd $D_d < 400...500$ mm, se recomandă folosirea roţilor cu spiţe cu secţiune dreptunghiulară sau eliptică (fig. 10.70).

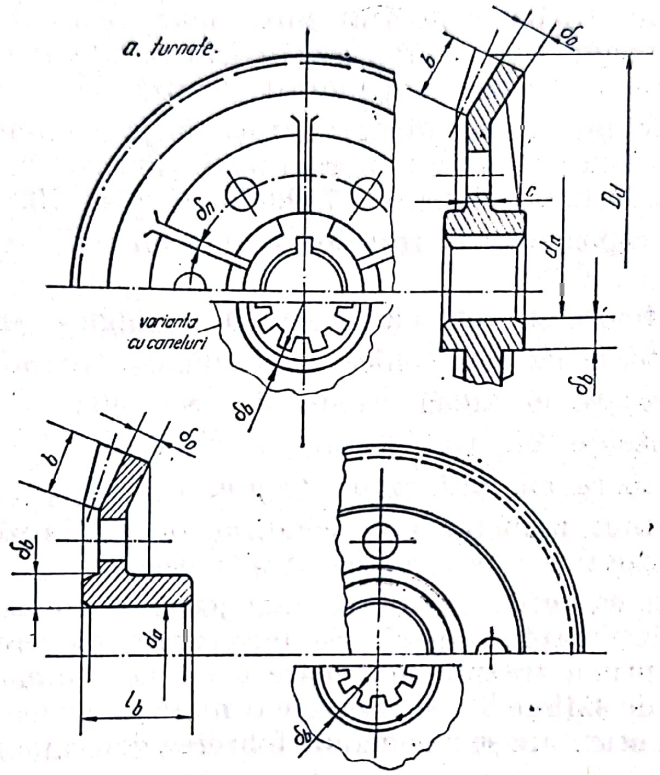
Scanned with OKEN Scanner

Numărul de spițe se determină cu relația $i_s = \left(\frac{1}{6} \ldots \frac{1}{7}\right)\sqrt{D_d}$.

Se recomandă a se lua un număr par de spițe.

Tabelul 10.34

Elemente constructive ale roților dințate conice



Denumirea parametrului	Simbol	Relația de calcul	
		turnate	forjate
Grosimea obezii coroanei dințate	δ_0	$\delta_0 = (1{,}8 \ldots 3)m_f$; se ia $\geqslant 10$ mm	$\delta_0 = (1{,}8 \ldots 3)m_f$
Grosimea butucului	δ_b	$\delta_b = (0{,}40 \ldots 0{,}45)d_a$	$\delta_b = (0{,}3 \ldots 0{,}35)d_a$
Grosimea nervurii	δ_n	$\delta_n = (1{,}0 \ldots 1{,}5)\ m_f$; se ia > 6 mm	
Grosimea discului	c	$c = (2 \ldots 2{,}5)m_f$; se ia $\geqslant 10$ mm; în cazul roților fără nervuri, $c = (2{,}5 \ldots 4)\ m$	$c = (0{,}2 \ldots 0{,}35)\ b$
Lungimea butucului	l_b	$l_b = (0{,}9 \ldots 1{,}3)\ d_a$	$l_b = (1{,}0 \ldots 1{,}2)\ d_a$

Suprafețele frontale ale dinților roților dințate folosite în construcția baladoarelor cutiilor de viteză, pentru o mai ușoară cuplare la schimbarea vitezelor, se rotunjesc.

Scanned with OKEN Scanner

10.13.2. Tipuri constructive de reductoare și recomandări privind proiectarea lor

Reductoarele servesc la micșorarea numărului de turații și la mărirea momentelor de torsiune. STAS 6055-68 și 6848-63 precizează simbolizarea reductoarelor și valorile pentru distanța axială.

În cazul unor rapoarte de transmisie mari se folosesc reductoare cu două sau trei trepte (fig. 10.71). Repartizarea rapoartelor de transmisie pe trepte se face cu respectarea indicațiilor din STAS 6012-68.

Reductoarele pot fi executate cu roți dințate cilindrice, conice sau cu angrenaje melcate și au normalizate principalele dimensiuni în STAS 6850-69, 6849-63, 7026-69, 7599-66 și 8641-70.

La alegerea rapoartelor de transmisie se recomandă următoarele delimitări :

— la reductoare cu roți cilindrice cu o singură treaptă, $i < 8$;

— la reductoare cu roți conice cu o singură treaptă, $i < 4$;

— la reductoare cu două trepte, $i = 8 \ldots 50$;

— la reductoare cu trei trepte, $i < 200$;

— la reductoare cu mai multe trepte, $i = i_1 i_2 i_3 \ldots$

Gabaritul unui reductor este condiționat de împărțirea raportului de transmisie total i_{tot} pe treptele transmisiei.

Este indicat ca roțile cu turație mai joasă să fie scufundate în ulei mai mult decît treapta rapidă. Se recomandă alegerea raportului de transmisie pe prima treaptă mai mare decît la a doua în același timp și coeficientul de lățime Ψ_A se alege mai mare la prima treaptă decît la a doua. Pentru orientare se recomandă folosirea diagramei din figura 10.72,

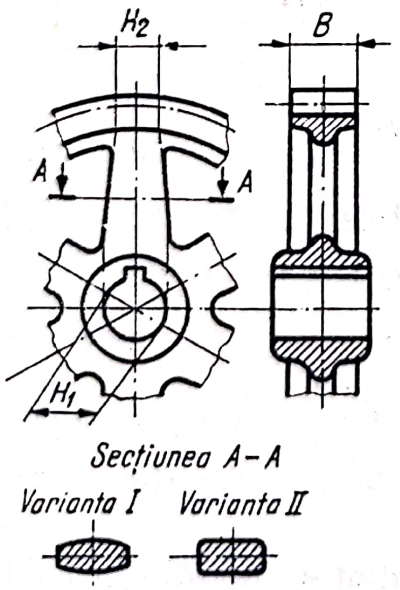


Fig. 10.70. Exemplu de construcție a roților dințate.

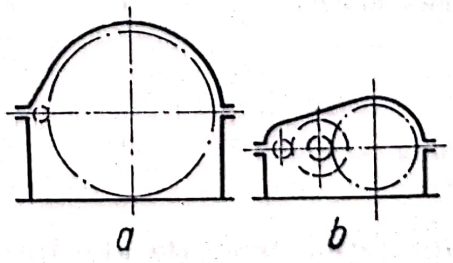


Fig. 10.71. Tipuri de reductoare : *a* — cu o treaptă ; *b* — cu două trepte.

Scanned with OKEN Scanner

care s-a construit condiţionînd greutatea minimă a roţilor dinţate şi egalizarea eforturilor unitare în toate treptele.

În cazul reductoarelor cu două trepte, în care prima treaptă este conică şi a doua cilindrică, raportul de transmitere pe prima treaptă se ia sub 4.

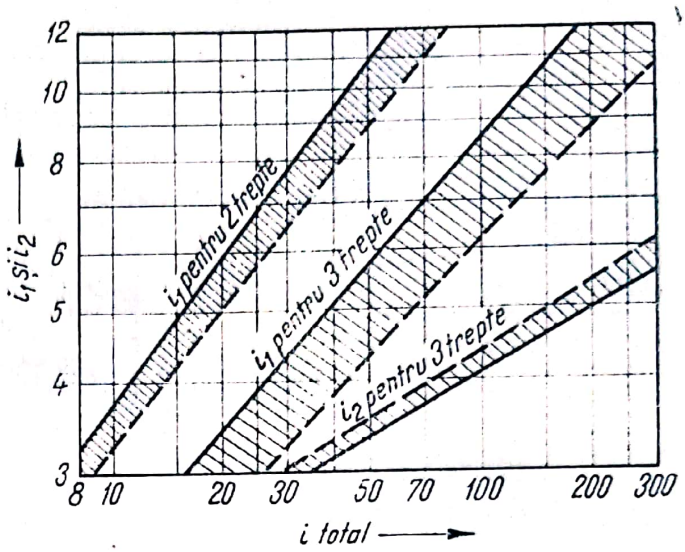


Fig. 10.72. Repartizarea rapoartelor de transmitere pe treptele reductoarelor.

Alegerea numărului de dinţi la pinion este condiţionată de rezistenţa angrenajului la cele două solicitări : încovoiere şi ciupire. Pentru a folosi economic materialul se pune condiţia realizării rezistenţelor limită la ambele solicitări.

Numărul de dinţi la pinion pentru materiale cu HB $<$ 350 nu va fi sub 25. Pentru roţi dure (HB $>$ 350), capacitatea portantă este limitată de ruperea dintelui prin încovoiere ; numărul de dinţi la pinion poate fi ales spre z_{min}, obţinînd astfel module mai mari [134].

Elementele constructive necesare proiectării reductoarelor cu roţi cilindrice şi conice sînt prezentate în figurile 10.73—10.76 [125].

În tabelul 10.35 se dau relaţii de calcul pentru elementele cotate din figurile 10.73—10.76.

Pentru calculul arborilor şi lagărelor din componenţa reductoarelor este necesar să se ia în considerare forţele ce provin din angrenaj şi sensul lor în funcţie de înclinarea dinţilor şi sensul de rotaţie a roţilor. În figurile

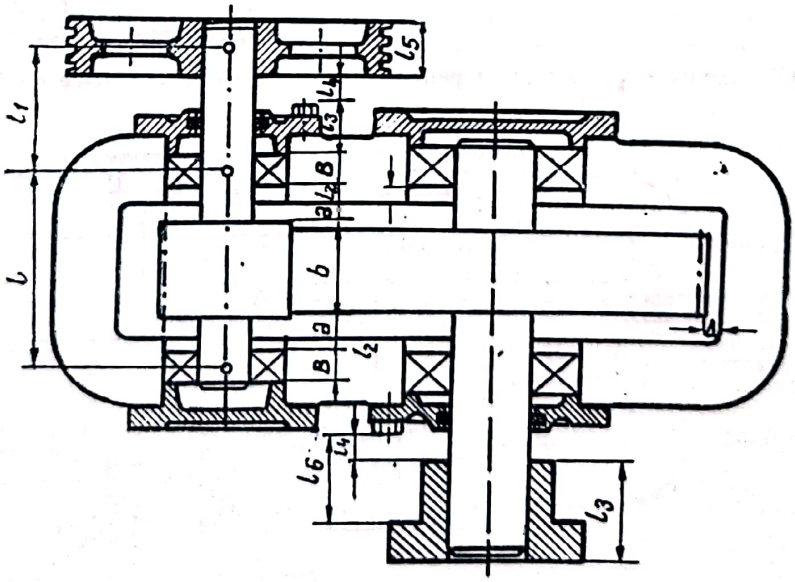


Fig. 10.73. Elemente constructive pentru reductor cu o treaptă.

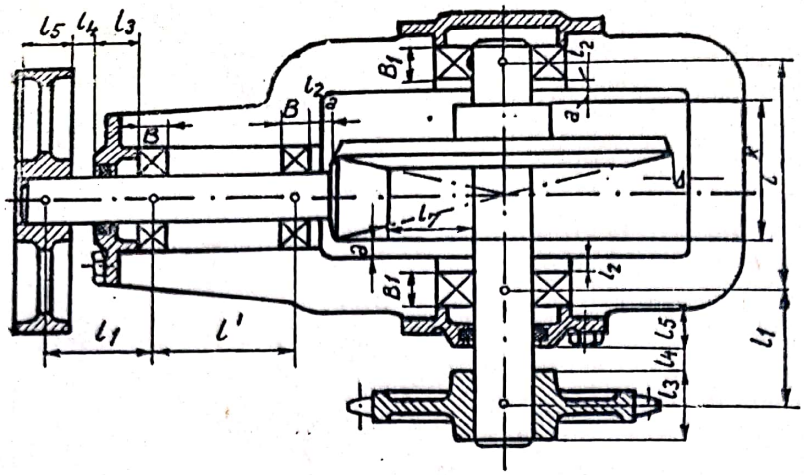


Fig. 10.74. Elemente constructive pentru reductor cu roți conice.

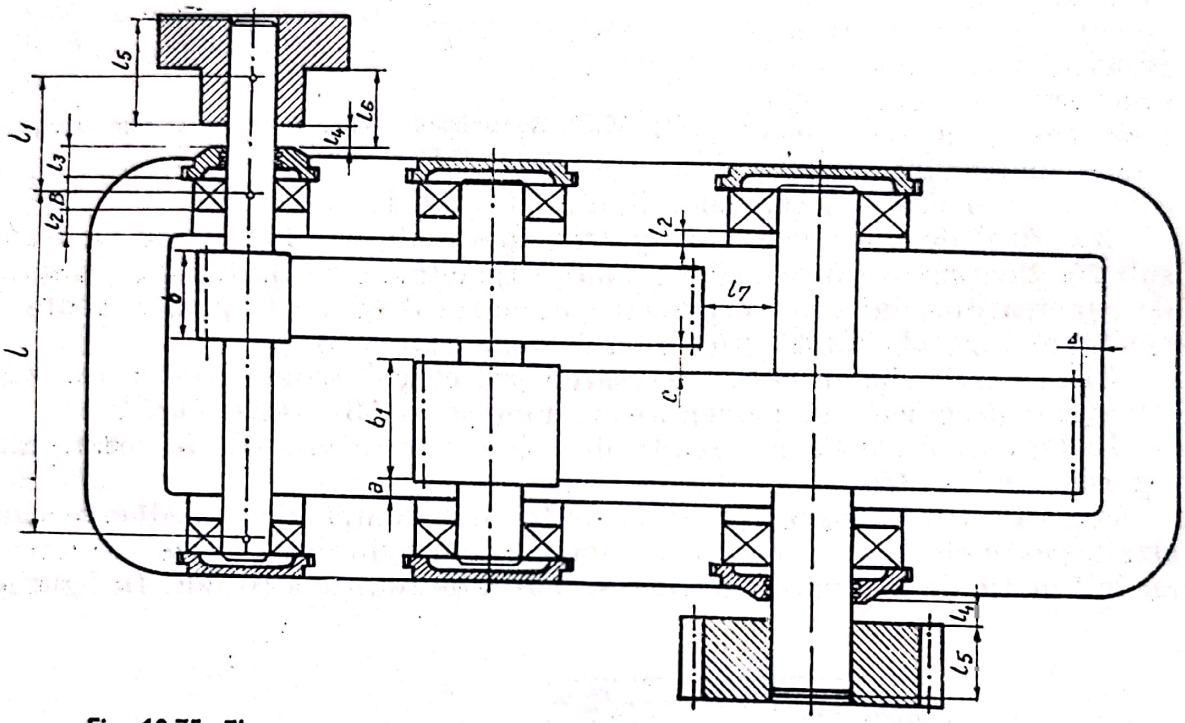


Fig. 10.75. Elemente constructive pentru reductor cu roți cilindrice cu 2 trepte.

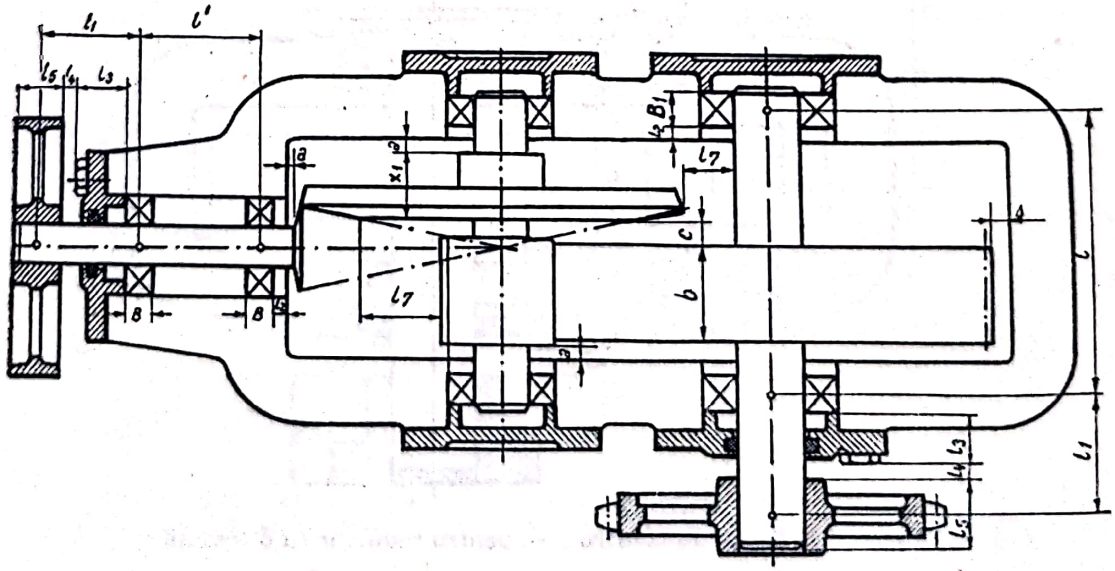


Fig. 10.76. Elemente constructive pentru reductor cu 2 trepte : treapta I-a cu roți conice, treapta II-a cu roți cilindrice.

Scanned with OKEN Scanner

Tabelul 10.35

Dimensiuni constructive ale reductoarelor

Cota	Denumirea	Mărimea
a	Distanța de la roata dințată la peretele reductorului	$a = 10-15$ mm; pentru reductoare mari a se ia mai mare (se alege funcție de precizia de execuție și montaj a reductorului)
b și b_1	Lățimea butucului roților dințate	Se determină pe baza lățimii calculate ($B = \Psi_A A$) și în funcție de construcția roții
B și B_1	Lățimea lagărelor	Se alege funcție de diametrul arborelui din catalogul de rulmenți, valori apreciate pentru rulmenți de serie mijlocie
c	Distanța între roțile dințate montate pe aceeași axă	$c = 10...15$ mm. Sînt valabile indicațiile date la cota a
Δ	Distanța minimă între roțile dințate și peretele interior al carcasei reductorului	$\Delta > 1{,}2\ \delta$, unde δ este grosimea peretelui carcasei reductorului
l'	Distanța între lagărele arborelui cu consolă	$l' = (2{,}5...3)\ d$, unde d este diametrul arborelui
l	Lungimea arborelui între punctele de reazem (valoarea luată în calculul arborilor)	Rezultă prin însumarea cotelor date în figurile 10.73—10.76
l_1	Distanța de la organele de antrenare ale arborelui la punctul de reazem	$l_1 = \frac{B}{2} + l_3 + l_4 + \frac{l_5}{2}$
l_2	Distanța de la rulment la marginea interioară a carcasei reductorului	$l_2 = 5...10$ mm în cazul ungerii lagărelor cu ulei din baia reductorului. Pentru alte sisteme de ungere se va alege în funcție de construcția sistemului ales (în medie, $l_2 = 10...15$ mm)
l_3	Lățimea capacului lagărelor	Se alege funcție de construcția capacului și sistemul de etanșare
l_4	Distanța de la elementul rotitor pînă la capacul lagărului din carcasă	$l_4 = 15-20$ mm
l_5	Lungimea părții din arbore pe care se montează elementul de acționare	$l_5 = (1{,}2-1{,}5)\ d$, unde d este diametrul arborelui. Se alege în funcție de lungimea porțiunii canelate sau a penei necesare fixării roții pe arbore
l_6	Distanța de la cuplaj la capacul lagălului	Se alege funcție de tipul cuplajului și de posibilitățile de montaj
l_7	Distanța între roțile dințate și arbori	$l_7 \geqslant 20$ mm
x și x_1	Dimensiunile roților dințate	Se determină pe baza tabelului 10.33 (l_6)

Scanned with OKEN Scanner

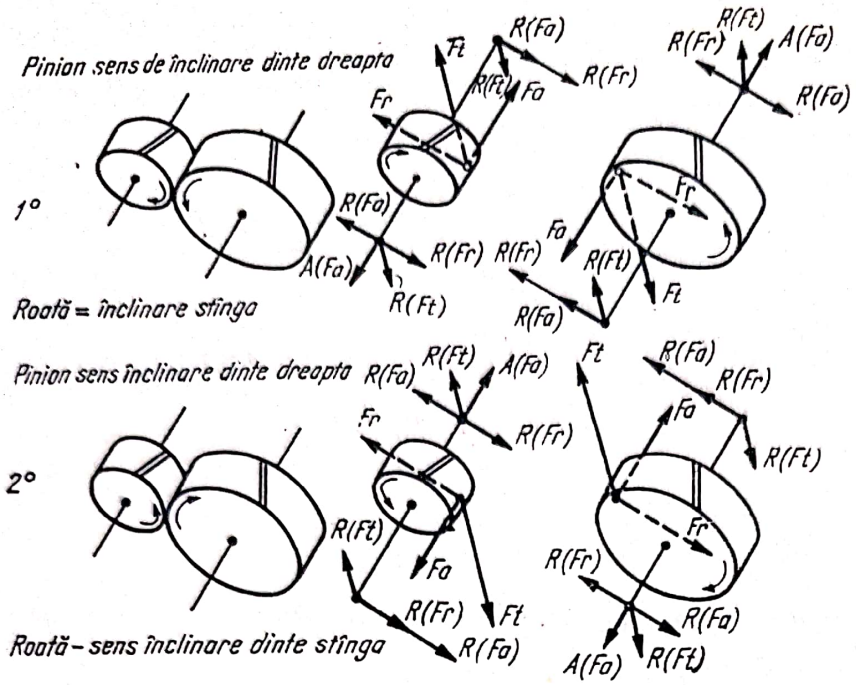


Fig. 10.77. Schema forțelor și reacțiunilor din lagăre la angrenajele cilindrice cu dinți înclinați.

10.77—10.81 se prezintă forțele ce provin din angrenaje, ca și direcția acestora și reacțiunile pe lagăre pentru principalele scheme de alcătuire a reductoarelor cu roți cilindrice cu dinți înclinați (fig. 10.77—10.78), cu roți conice (fig. 10.79—10.80) și cu angrenaje melcate (fig. 10.81) [125].

Carcasele reductoarelor se execută de obicei din fontă cenușie, prin turnare. În cazul producției de serie mică (unicate), se execută carcasele din tablă sudată.

Forma constructivă a unei carcase de reductor este reprezentată cu dimensiunile ei în figura 10.82. Grosimea peretelui se poate determina cu următoarele relații practice [30, 83]:

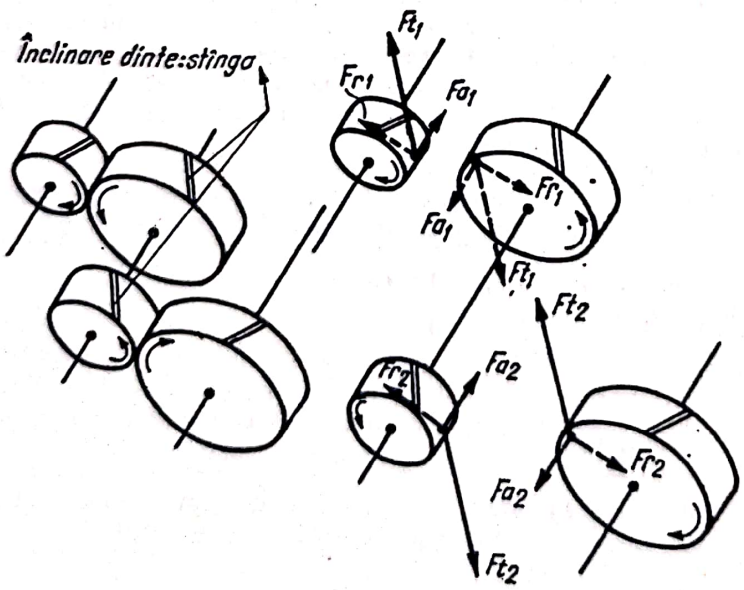


Fig. 10.78. Schema forțelor și reacțiunilor din lagăre la un reductor cu 2 trepte de roți cilindrice cu dinți înclinați.

— reductorul cu o singură treaptă: $\delta = 0{,}25\,A + 1$ mm (nu mai puțin de 7mm);

— reductorul cu două trepte: $\delta = 0{,}025\,A_i + 3$ mm (nu mai puțin de 8 mm);

— reductorul cu trei trepte: $\delta = 0{,}026\,A_i + 5$ mm.

S-a notat prin A distanța axială, în mm și cu A_i distanța axială a treptei încete, în mm.

Grosimea peretelui capacului reductorului δ_1 se ia în funcție de A și A_i, însă în loc de 0,025 se ia

Scanned with OKEN Scanner

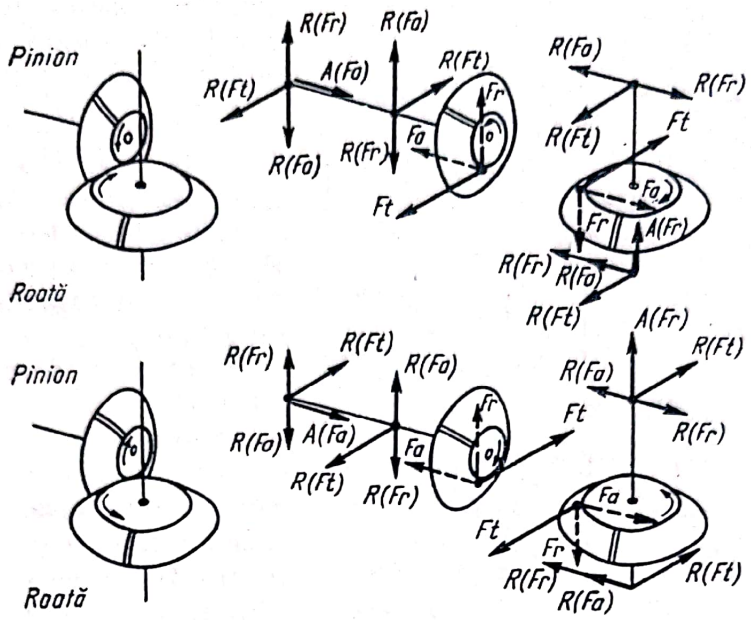


Fig. 10.79. Direcţia forţelor şi reacţiunilor din lagăre la angrenajele conice cu dinţi drepţi :
Pinion : F_t — forţa tangenţială ; F_r — forţa radială ; F_a — forţa axială.
Roată : F_t — forţa tangenţială ; F_a — forţa radială ; F_r — forţa axială ; R — reacţiuni radiale ; A — reacţiuni axiale.

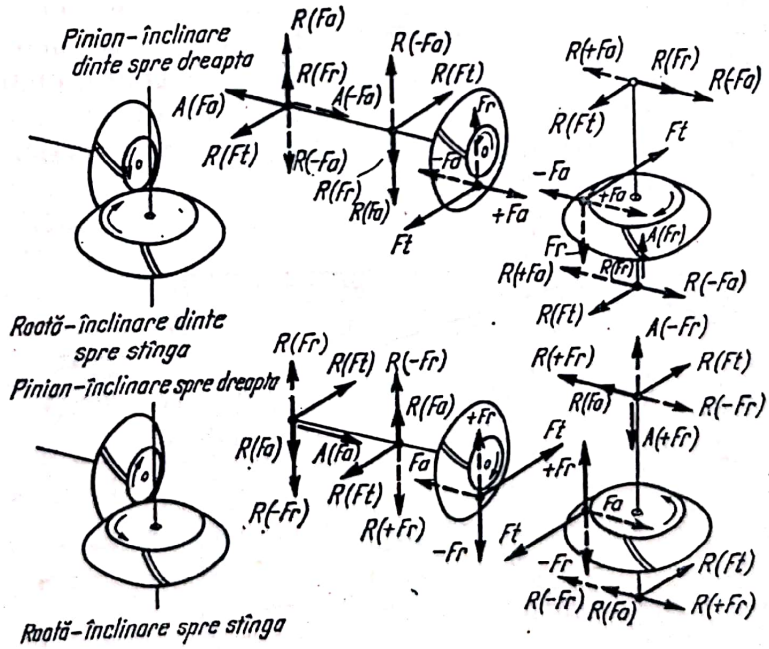


Fig. 10.80. Direcţia forţelor şi reacţiunilor din lagăre la angrenajele conice cu dinţi înclinaţi :
Pinion : F_a — forţa axială ; F_r — forţa radială ; F_t — forţa tangenţială.
Roată : F_a — forţa radială ; F_r — forţa axială ; F_t — forţa tangenţială ; A — reacţiuni axiale ; R — reacţiuni radiale.

Scanned with OKEN Scanner

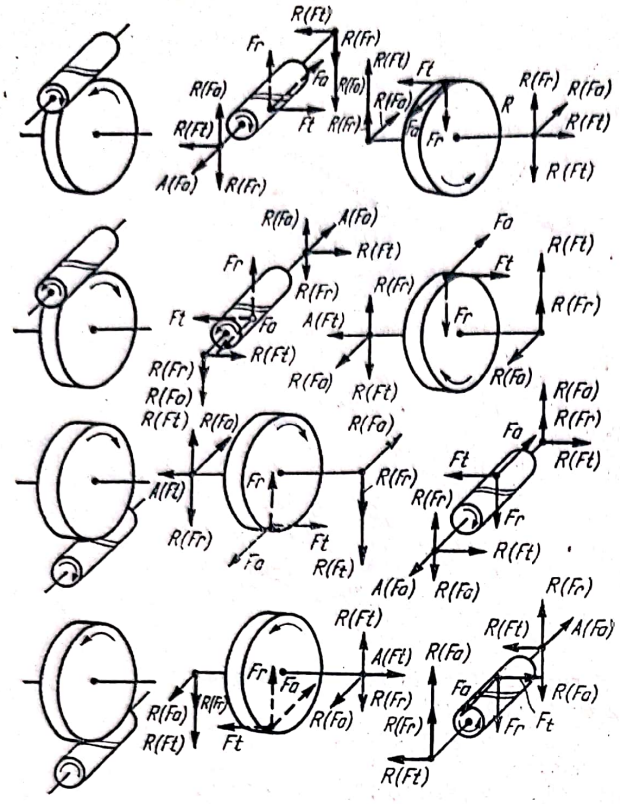


Fig. 10.81. Direcția forțelor și reacțiunilor din lagăre
la angrenajele melcate : R — reacțiuni radiale ; A — reacțiuni axiale.
La melc : F_t — forța tangențială ; F_a —forța axială ; F_r — forța radială.
La roată : F_a—forța tangențială ; F_t — forța axială ; F_r — forța radială.

0,02 în formulele de mai sus. Razele de racordare ale capacului carcasei sînt (fig. 10.82) :

$$R_1 = 0{,}5D_{e1} + a\,;$$
$$R_2 = 0{,}5D_{e2} + a,$$

unde D_{e1} și D_{e2} sînt diametrele exterioare al primului pinion și al ultimei roți ; a este jocul dintre roată și suprafețele capacului și corpului ($a = 1{,}1 - 1{,}2\delta$).

Pentru a împiedica antrenarea depozitelor de reziduuri de pe fundul reductorului, distanța de la fund la roată se ia $b > 5\delta$. Pereții se racordează între ei cu razele : $R = a$ și $R' = a + \delta_1$. În figura 10.82 este reprezentat un pinion de ungere folosit la reductoare. Pinionul are dimensiuni mici și nu ajunge în baia de ulei.

Flanșele capacului și ale corpului se asamblează cu șuruburi, lățimea acestor flanșe se alege astfel încît capul șurubului sau piulița să se poată așeza pe flanșe și să se poată strînge cu cheia, rotind-o cu un unghi $\geqslant 60°$ (fig. 10.83).

Valoarea cotei E—distanța de la axa șurubului la peretele reductorului — este dată în tabelul 10.36.

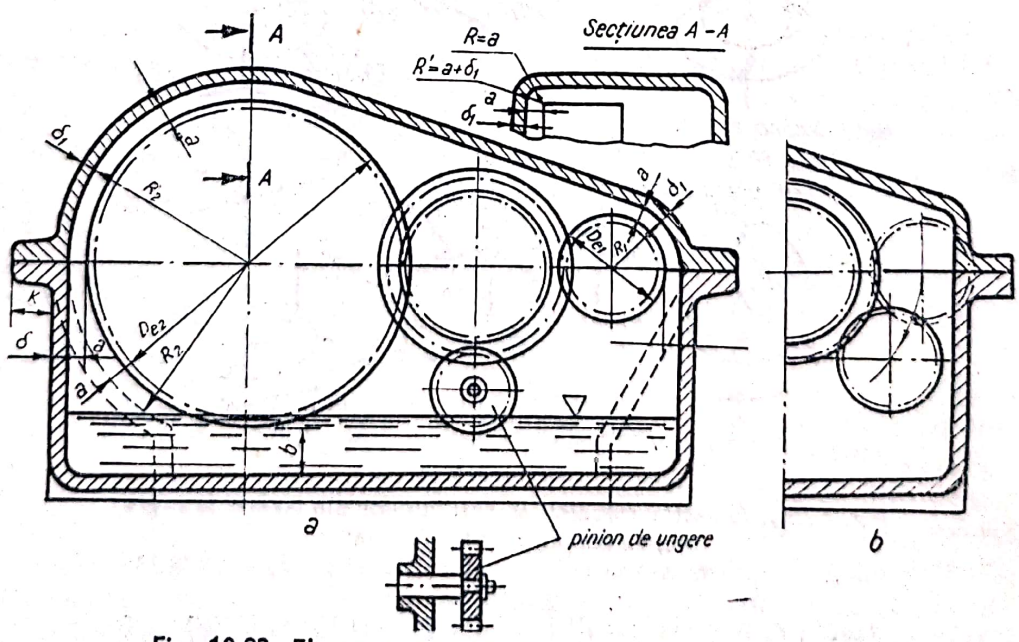


Fig. 10.82. Elemente constructive pentru reductoare.

Se ia: $C = 1{,}3d$, din figura 10.83; $b = 1{,}4d$; $b_1 = 1{,}5\delta_1$.

Ungerea reductoarelor şi elemente de protecţia muncii

Metodele de ungere se aleg în funcţie de viteza periferică. Pentru viteze periferice pînă la 12—15 m/s ungerea angrenajelor se face prin barbotaj în uleiul din carcasa reductorului. Nivelul uleiului trebuie să treacă peste dinţi cu 0,75 din înălţimea lor (recomandarea se referă la roata mare). Roţile cu turaţie mică se pot scufunda pînă la 1/3 din diametrul roţii. La viteze mari nu este recomandată scufundarea adîncă în ulei a roţilor şi de aceea se folosesc pinioane auxiliare de ungere (fig. 10.82), sau se utilizează ungerea sub presiune. Rulmenţi reductorului se ung în general prin barbotarea uleiului de către roţile dinţate. Pentru viteze sub 4 m/s, sau pentru a evita pătrunderea produselor de uzură în rulmenţi se va utiliza ungerea cu unsoare şi în acest caz se prevăd discuri protectoare la rulmenţi. La montajul reductoarelor se vor respecta normele de protecţia muncii. Roţile care lucrează deschis vor trebui protejate cu carcase din plasă de sîrmă sau tablă pentru a evita accidentele.

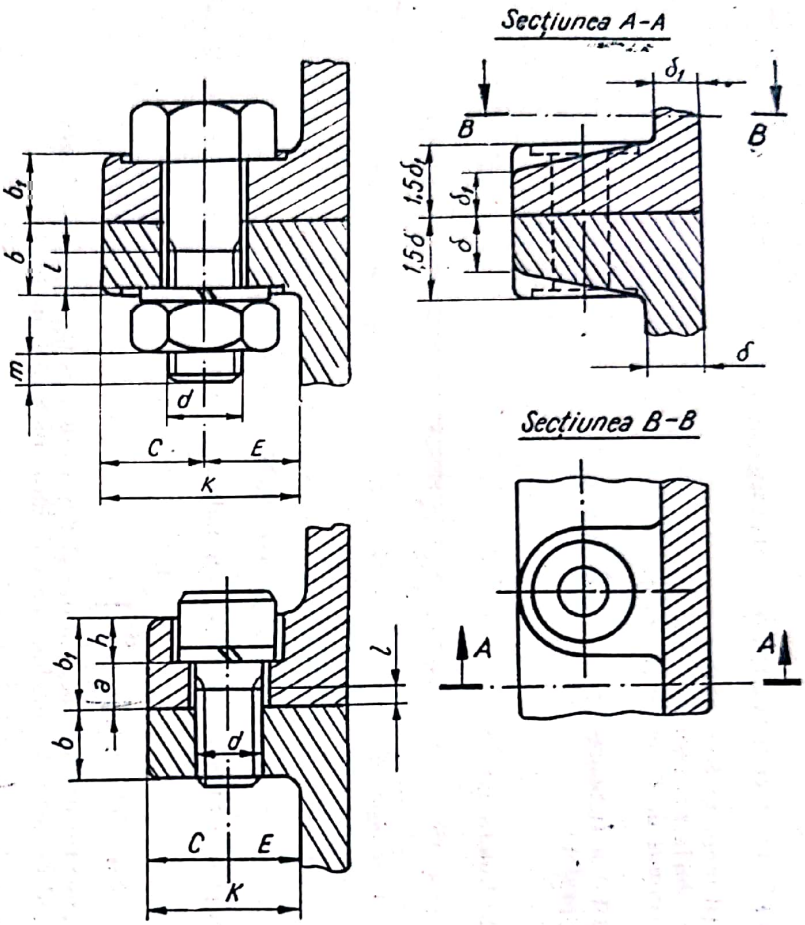


Fig. 10.83. Elemente constructive pentru flanşele de prindere ale carcasei reductorului.

Calculul de rezistenţă al angrenajului cilindric este sistematizat în tabelul 10.37, iar un exemplu de calcul este prezentat în tabelul 10.38.

Tabelul 10.36

Dimensiuni de montare ale şuruburilor

Diametrul şurubului, mm	6	8	10	12	14	16	18	20	22	24	27	30
Deschiderea cheii, mm	10	12	14; 17	19	22	24	27	30	32	36	41	46
E, mm	9	10	12; 14	16	18	18	22	22	25	25	32	32

Scanned with OKEN Scanner

CALCULUL DE REZISTENȚĂ AL ANGRENAJELOR CILINDRICE

Tabelul 10.37

1. Dimensionare: Se dă P — puterea [kW]; n_1 — turația roții motoare [rot/min];
M_{t1} — momentul de torsiune, sau F_t — forța periferică;
i_{12} — raportul de transmitere; T — timpul de funcționare [ore].
Se alege: — tipul angrenajului;
— materialul roților dințate, duritatea flancurilor;
— clasa de precizie și calitatea suprafeței;
— lubrifiantul.
2. Verificarea: Se cunosc dimensiunile angrenajului.
Se calculează tensiunile și durata efectivă de funcționare.

Nr. crt.	Mărimea	Simbol	Formula	
			Dinți drepți	Dinți înclinați și în V
0	1	2	3	4
1	Numărul de cicluri	N_c	$N_c = 60\ n\ a\ T$ n-turația [rot/min]; a — numărul de roți angrenate concomitent; T — durata de funcționare [ore]	
2	Numărul echivalent de cicluri	N_{ce}	*Ciupire* (Pitting): $N_{ce} = 60\ \Sigma n_i T_i \left(\frac{M_{ti}}{M_{t\,max}}\right)^3$: M_{ti}; n_i, T_i — momentul de torsiune, turația și durata de funcționare la încărcarea i; $M_{t\,max}$ — momentul de torsiune maxim, corespunzător încărcării de bază. *Încovoiere*: $N_{ce} = 60\ \Sigma n_i T_i \left(\frac{M_{ti}}{M_{t\,max}}\right)^9$	
3	Determinarea rezistenței admisibile		— Alegerea materialului pentru pinion și roată (tabelul 10.28) și cap. 2; — Rezistența admisibilă pentru materialul pinionului (ciupire): $\sigma_{Ka} = \frac{\sigma_{K0}\ C_D\ C_L\ C_{Rz}\ C_V\ C_{HB}\ C_{p0}}{C_K}$	
	a) pentru ciupire (pitting)	σ_{Ka} [daN/mm²]	σ_{K0} — rezistența la oboseală superficială a flancurilor dinților pentru $N_c = 10^7$ cicluri (tabelul 10.28); — Coeficientul duratei de exploatare: $C_D = \sqrt[6]{\frac{10^7}{N_{ce}}}$ (fig. 10.63, *a*);	

Scanned with OKEN Scanner

	b) Încovoiere	σ_{ai} [daN/mm²]	— Coeficientul de ungere — C_L (fig. 10.57); — Coeficientul de mărime — $C_{p0} = 1$; — Coeficientul de rugozitate — C_{Rz} (fig. 10.58); — Coeficientul de viteză — C_V (fig. 10.59); inițial $C_V = 1$; — Coeficientul de duritate — $C_{HB} = \left(\frac{HB}{HB_{tab}}\right)^2$; HB — duritatea roții ce se calculează; HB_{tab} — duritatea indicată în tabelul 10.28. Coeficientul de siguranță la ciupire $C_K = 0{,}8-2{,}5$: (0,8...1,25 la durabilitatea limitată; 1,3...2,5 la durabilitatea nelimitată). $$\sigma_{ai} = \frac{\sigma_{i0}\, C_{pi}\, C_D}{C_s\, K_\sigma} = \sigma_{i0a}\frac{C_{pi}\, C_D}{K_\sigma};$$ σ_{i0} — rezistența la oboseală pentru ciclul pulsator la $N_c = 10^7$ (tab. 10.28); $\sigma_{i0a} = \frac{\sigma_{i0}}{C_s}$; Coeficientul duratei de serviciu — $C_D = \sqrt[9]{\frac{10^7}{N_{cs}}}$ sau figura 10.63, *b*. Coeficientul de mărime — $C_{pi} = 1$; Coeficientul de siguranță — $C_s = 1{,}8...4$, la durabilitatea nelimitată și $C_s = 1{,}5...2$ la durabilitatea limitată. Coeficientul concentratorului de tensiune K_σ: $K_\sigma = 1{,}8$ la roți dințate cu raza de racordare la piciorul dintelui standardizată; $K_\sigma = 1{,}2$ la roți din fontă, sau oțel cementat. Alte indicații pentru K_σ, în tabelul 10.30. Rezistența admisibilă σ_{ai} se poate determina și cu relația (10.159), în funcție de rezistența σ_{-1}. În acest caz C_s se ia din tabelul 10.31.
4	**Calculul coeficientului de forță** **a) solicitarea de presiune de contact**	C_F	$C_F = C_e\, C'_{din} C_B$; C_e — coeficientul de exploatare (tabelul 10.7); C_{din} — coeficientul dinamic (fig. 10.17); $C'_{din} = C_{din}\, C_r$; C_r — coeficientul de repartiție a sarcinii în plan frontal: pentru ciupire, $$C_r = 1 + 2\left(\frac{1}{C_\varepsilon^2} - 1\right)(q_L - 0{,}5);$$

Scanned with OKEN Scanner

Tabelul 10.37 (continuare)

Nr. crt.	Mărimea	Simboi	Formula	
			Dinți drepți	Dinți înclinați și în V
0	1	2	3	4
	b) solicitarea de încovoiere	C_F	C_ε — coeficientul gradului de acoperire (relația 10.20, pentru dinți drepți și 10.56, pentru dinți înclinați); q_L — factor ajutător (fig. 10.22); C_B — coeficientul de repartiție a sarcinii pe lățimea dintelui (fig. 10.18). Pentru calculul de predimensionare se poate accepta $C_F = 1{,}4\ldots3$ $C_F = C_e C'_{din} C_B$; C_B — figura 10.18; C_e — tabelul 10.7; $C'_{din} = C_{din}\, C_r$; C_{din} — figura 10.17; $C = 1+2\,(\varepsilon_f - 1)\,(q_L - 0{,}5)$; La predimensionare, $C_F = 1{,}4\ldots3$	
5	Coeficientul de lățime	Ψ_A Ψ_m	$\Psi_A = \frac{B}{A}$ — tabelul 10.9; $\Psi_m = \frac{B}{m}$ — tabelul 10.10	
6	Alegerea numărului de dinți la pinion	z_1	$z_1 \geqslant 25$ pentru roți din oțeluri normalizate și îmbunătățite cu HB $\leqslant$ 350	
7	Numărul de dinți echivalent	z_{e1}	z_1	$z_{1e} = \frac{z_1}{\cos^3 \beta_0}$; Alegerea unghiului β_0, dacă nu se precizează în temă
8	Alegerea deplasării de profil	ξ_1 ξ_2	În funcție de z_1 și z_2, conform indicațiilor de la paragraful 10.3 și după lucrarea [14]	Deplasările în plan frontal: $\xi_{1f} = \xi_{1n} \cos \beta_0$; $\xi_{2f} = \xi_{2n} \cos \beta_0$; ξ_{1n} și ξ_{2n} se aleg funcție de $z_{1,2e}$
9	Calculul gradului de acoperire	ε	figura 10.30	$\varepsilon = \varepsilon_f + \varepsilon_s$: ε_f, calculat în plan frontal (fig. 10.30); $\varepsilon_s = \frac{B \operatorname{tg} \beta_0}{\pi m_f}$

Scanned with OKEN Scanner

10	Distanţa axială — calculul la rezistenţa suprafeţelor în contact	A	$A = (i_{12}+1)\sqrt[3]{\frac{1}{2}\frac{M_{t_1} C_F}{\sigma_{ka}^2 \Psi_A i_{12}} C_g^2 C_M^2 C_\varepsilon^2}$ Coeficientul geometric, C_g — figura 10.29; Coeficientul de material $C_M = \sqrt{\frac{0{,}35 \cdot 2\ E_1 E_2}{E_1 + E_2}}$; M_{t1} — momentul de torsiune maxim pe arborele roţii motoare; C_M se determină cu relaţia 10.18, pentru alte materiale la care $\nu_1 \neq \nu_2 \neq 0{,}3$; Coeficientul gradului de acoperire: $C_\varepsilon = \sqrt{\frac{4-\varepsilon}{3}}$; Distanţa axială se standaridizează (STAS 6055-68) la valoarea A_{STAS}	$A = (i+1)\sqrt[3]{\frac{1}{2}\frac{M_{t1} C_F}{\sigma_{ka}^2 \Psi_A \cdot i_{12}} C_g^2 C_M^2 C_\varepsilon^2}$; $C_g = \sqrt{\frac{\cos \beta_b}{\sin \alpha_f \cos \alpha_f}}$ (fig. 10.29); C_M — ca la roţi cu dinţi drepţi; $C_\varepsilon = \sqrt{\frac{1}{\varepsilon_f}}$, pentru $\varepsilon_\gamma \geqslant 1$, sau $C_\varepsilon^2 = \frac{4-\varepsilon_f}{3}(1-\varepsilon_\gamma) + \frac{\varepsilon_\gamma}{\varepsilon_f}$, pentru $\varepsilon_\gamma \leqslant 1$ [53] A — se standardizează la valoarea A_{STAS} (STAS 6055-68)
11	Calculul modulului	m [mm]	$m = \frac{2\ A_{STAS}}{(i+1)} \cdot \frac{1}{z_1} \frac{\cos \alpha}{\cos \alpha_0}$ $\alpha_0 = 20°$ $\text{ev}\ \alpha = \frac{2\xi_s}{z_1 + z_2} \text{tg}\ \alpha_0 + \text{ev}\ \alpha_0$; $\xi_s = \xi_1 + \xi_2$ — suma coeficienţilor deplasării de profil; Valoarea obţinută pentru m se standardizează (STAS 822-61)	$m_n = \frac{2A \cos \beta_0}{z_1 + z_2}$; m_n se standardizează
12	Recalcularea distanţei axiale efective	A_0 [mm]	$A_0 = m_{STAS} \frac{(z_1 + z_2)}{2}$ $\Delta A = A_{STAS} - A_0$	$A_0 = \frac{m_{nSTAS}(z_1 + z_2)}{2 \cos \beta_0}$; $\Delta A = A_{STAS} - A_0$

Scanned with OKEN Scanner

Tabelul 10.37 (continuare)

Nr. crt.	Mărimea	Simbol	Formula	
			Dinți drepți	Dinți înclinați și în V
0	1	2	3	4
13	Recalcularea coeficienților deplasării de profil	ξ_{1ef} ξ_{2ef}	Se va verifica dacă $A_{STAS} - A_0 = (1 \ldots 1{,}5)\, m$; Unghiul real de angrenare: $\cos \alpha_r = \frac{A_0}{A_{STAS}}$; Suma coeficienților efectivi de deplasare: $\xi s_{ef} = \xi_1 + \xi_2$; $\xi_{sef} = \frac{(\text{ev}\,\alpha_r - \text{ev}\,\alpha_0)\,(z_1 + z_2)}{2\,\text{tg}\,\alpha_0}$; ξ_{sef} se repartizează pe cele 2 roți utilizînd tabelele 10.2 sau contururile de blocare [14]. Angrenajul va funcționa cu distanța axială A_{STAS} și va avea modulul m_{STAS}, corijat cu coeficienții efectivi ξ_{1ef} și ξ_{2ef}	Se verifică dacă: $(A_{STAS} - A_0) = (1 \ldots 1{,}5) m_n$; Pentru diferențe ΔA mici se acționează asupra unghiului β_0, care se modifică la valoarea β_0', astfel ca $A_0 = A_{STAS}$ Pentru cazul general se va determina ξ_{sf}, în plan frontal: $\xi_{sf} = \frac{(\text{ev}\,\alpha_f - \text{ev}\,\alpha_{0f})\,(z_1 + z_2)}{2\,\text{tg}\,\alpha_{0f}}$; $\xi_{sf} = \xi_{1f} + \xi_{2f}$; $\cos \alpha_f = \frac{A_0}{A_{STAS}} \cos \alpha_{0f}$; $\text{tg}\alpha_{0f} = \frac{\text{tg}\,\alpha_{0n}}{\cos \beta_0}$; $\alpha_{0n} = 20°$; $\xi_{sn}^{calc.} = \frac{\xi_{sf}}{\cos \beta_0'}$; ξ_{sn} — se repartizează pe roți cu ajutorul tabelelor sau a contururilor de blocare, obținînd ξ_{1nef} și ξ_{2nef}: $\xi_{1fef} = \xi_{1nef} \cdot \cos \beta_0'$; $\xi_{2fef} = \xi_{2nef} \cdot \cos \beta_0'$. Angrenajul va funcționa cu distanța axială A_{STAS}, va avea modulul normal m_n STAS și coeficienții deplasării de profil în plan frontal: ξ_{1fef} și ξ_{2fef}

Scanned with OKEN Scanner

14	Modificarea specifică a distanței axiale	λ	$\lambda = \left(\frac{\cos \alpha_0}{\cos \alpha_r} - 1\right)\frac{z_1 + z_2}{2}$	$\lambda_f = \left(\frac{\cos \alpha_{0f}}{\cos \alpha_f} - 1\right)\left(\frac{z_1 + z_2}{2}\right)$
15	Scurtarea specifică a dintelui	Ψ_f	$\Psi_f = (\xi_{1e} + \xi_{2e}) - \lambda$	$\Psi_f = (\xi 1_{fef} + \xi 2_{fef}) - \lambda_f$
16	Elementele geometrice		Se determină din tabelul 10.11	Se determină din tabelul 10.13
17	Verificarea angrenajului :	σ_k [daN/mm²]	$\sigma_k = \sqrt{\frac{F_t C_F}{B D_{r1}} \cdot \frac{i+1}{i}}\, C_g C_M C_\varepsilon$	$\sigma_k = \sqrt{\frac{F_t C_F}{B D_{r1}} \frac{i+1}{i}}\, C_g C_M C_\varepsilon$
	a) la presiune de contact :		$\sigma_k < \sigma_{ka}$ Se stabilesc valorile exacte pentru toți coeficienții, conform punctului 3.a) și pentru C_F conform punctului 4.a)	
	b) la încovoiere	σ_i [daN/mm²]	$\sigma_i = \frac{F_t \cdot C_F}{B\, m_{STAS}} Y_\varepsilon\, Y_F \leqslant \sigma_{ai}$ Coeficientul C_F se va determina exact, conform indicațiilor de la punctul 4.b) ; Coeficientul de formă Y_F se determină din figura 10.24. Y_ε — coeficientul gradului de acoperire ; $Y_\varepsilon = \frac{1}{\varepsilon}$; $\sigma_{ai} = \frac{\sigma_{i0} C_D}{C_s K_\sigma} C_{pi}$ Se determină valoarea exactă, conform indicațiilor de la punctul 3.b) ; Obs. dacă $\sigma_i \geqslant \sigma_{ai}$ se procedează la dimensionarea angrenajului pe bază de încovoiere, utilizînd relațiile (10.30) și (10.31)	$\sigma_i = \frac{F_t C_F}{B m_{STAS}} Y_\varepsilon\, Y_F\, Y_\beta \leqslant \sigma_{ai}$: Y_β — coeficientul unghiului de înclinare (fig. 10.32) ; $Y_\varepsilon = \frac{1}{\varepsilon_f}$; Y_F — coeficientul de formă ; se determină în funcție de z_{1e}, din figura 10.24 ; Idem roți cu dinții drepți. Dacă $\sigma_i \geqslant \sigma_{ai}$ se dimensionează la încovoiere, utilizînd relațiile (10.60) și (10.61)

Scanned with OKEN Scanner

Tabelul 10.38

Exemplu de calcul

Se cere proiectarea unui angrenaj cilindric cu dinți înclinați, care să transmită puterea $P = 20$ kW, la turația $n_1 = 670$ rot/min. Raportul de transmitere, $i = 3{,}5$. Angrenajul lucrează 70% din durata de funcționare cu sarcina nominală și 30% din durata de funcționare cu o suprasarcină de 20% din sarcina nominală. Durata totală de funcționare este $T = 2\,000$ h.

Nr. crt.	Mărimea calculată	Simbol	Relația de calcul și valoarea numerică
0	1	2	3
1	Momentul de torsiune nominal Momentul de torsiune maxim	$M_{t1\ nom}$ $M_{t1\ max}$	$M_{t1\ nom} = 95\,500 \dfrac{20}{670} = 2\,920$ daN·cm $M_{t1\ max} = 1{,}2\ M_{t1\ nom} = 3\,500$ daN·cm
2	Numărul de cicluri	N_{ce}	Solicitare la presiune de contact: $N_{ce} = 60\ \Sigma n_i\ T_i \left(\dfrac{M_{t1}}{M_{t1\ max}}\right)^3$; $T_1 = 0{,}70\ \ T = 0{,}7 \cdot 2\,000 = 1\,400$ ore; $T_2 = 0{,}3\ \ T = 0{,}3 \cdot 2\,000 = 600$ ore; $N_{ce} = 60 \cdot 670 \left[1\,400 \left(\dfrac{2\,920}{3\,500}\right)^3 + 600 \cdot 1 \right]$; $N_{ce} = 5{,}74 \cdot 10^7$ cicluri Solicitarea de încovoiere: $N_{ce} = 60\ \Sigma n_i\ T_i \left(\dfrac{M_{t1}}{M_{t\ max}}\right)^9$; $N_{ce} = 60\ n_1 \left[T_1 \left(\dfrac{M_{t1\ nom}}{M_{t1\ max}}\right)^9 + T_2 \cdot 1 \right]$; $N_{ce} = 60 \cdot 670 \left[1\,400 \left(\dfrac{2\,920}{3\,500}\right)^9 + 600 \cdot 1 \right] = 3{,}56 \cdot 10^7$ cicluri

Scanned with OKEN Scanner

3	Alegerea materialului și determinarea rezistenței admisibile la presiune de contact și încovoiere	σ_{Ka} σ_{at}	Pe baza tabelului 2.4, pentru condițiile cerute la funcționarea roților dințate, se alege oțel aliat de îmbunătățire 50 VC 11 tratat termic la duritatea de min 360 HB. Caracteristicile de rezistență ale materialului sînt (tabelul 10.28): $\sigma_r = 90$ [daN/mm²)]; $\sigma_{-1} = 36...44$ [daN/mm²]; $\sigma_{K0} = 190$ [daN/mm²]; $\sigma_{K0a} = 90$ [daN/mm²]; $\sigma_{i0a} = 19$ [daN/mm²]. Rezistența admisibilă pentru calculul la presiune de contact este $\sigma_{Ka} = \frac{\sigma_{K0a} C_D C_L C_{Rz} C_V C_{HB} C_{p0}}{C_K}$; $C_D = \sqrt[6]{\frac{10^7}{N_{ce}}} = 1$, deoarece $N_{ce} > 10^7$; $C_L = 1$ — ungere cu ulei cu viscozitatea 13° E (100 · cSt); $C_K = 1{,}5$ — coeficient de siguranță; $C_{Rz} = 0{,}9$ — figura 10.58 — pentru prelucrare prin rectificare la roți îmbunătățite, curba b; $C_V = 1$ — se apreciază inițial, deoarece nu se cunoaște viteza periferică; $C_{HB} = 1$ — se cere durificarea suprafețelor la 360 HB; $C_{p0} = 1$ — nu sînt date experimentale. $\sigma_{Ka} = \frac{190 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 0{,}9 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1}{1{,}5} = 114$ [daN/mm²]. Rezistența admisibilă la încovoiere: $\sigma_{ta} = \frac{\sigma_{t0} C_{pt} C_D}{C_s K_\sigma}$; $\sigma_{t0a} = \frac{\sigma_{t0}}{C_s} = 19$ daN/mm² (tabelul 10.28); $\sigma_{at} = \frac{19 \cdot 1 \cdot 1}{1{,}5} = 12{,}7$ [daN/mm²]; $K_\sigma = 1{,}5$, tabelul 10.30; $C_{pt} = 1$ — nu sînt date experimentale; $C_D = 1$, $N_{ce} > 10^7$

Scanned with OKEN Scanner

Tabelul 10.38 (continuare)

Nr. crt.	Mărimea calculată	Simbol	Relația de calcul și valoarea numerică
0	1	2	3
4	Coeficientul de forță	C_F	Solicitarea la presiune de contact $C_F = C_e\, C'_{din}\, C_B = 1{,}25 \cdot 1{,}3 = 1{,}62$; $C_e = 1{,}25$, tabelul 10.8, a; $C_B = 1$, se apreciază inițial; $C'_{din} = C_{din}\, C_r = 1{,}3$ (fig. 10.17, în funcție de viteza apreciată inițial ca fiind $V = 5 \ldots 10$ m/s)
5	Coeficientul de lățime	Ψ_A Ψ_m	$\Psi_A = 0{,}2$ — transmisii obișnuite, tabelul 10.9
6	Alegerea numărului de dinți și a unghiului de înclinare	z_1 β_0	$z_1 = 16$ — roți din oțel aliat îmbunătățit cu HB > 350; $z_{1e} = \dfrac{z_1}{\cos^3 \beta_0} = \dfrac{16}{0{,}939^3} = 19{,}5$ dinți $= 20$ dinți; $\beta_0 = 20°$; $z_2 = i\, z_1 = 3{,}5 \cdot 16 = 56$ dinți: $z_{2e} = \dfrac{56}{0{,}939^3} = 69$ dinți
7	Calculul distanței axiale	A	Solicitarea la presiune de contact: $A = (i+1) \sqrt[3]{\dfrac{1}{2} \dfrac{M_{t1\,max}\, C_F}{\sigma_{Ka}^2 \cdot \varphi_A\, i}\, C_\varepsilon^2\, C_M^2 C_q^2}$; $C_q^2 = 2{,}8$ (fig. 10.29); $C_M = \sqrt{\dfrac{0{,}35 \cdot 2\, E_1 \cdot E_2}{E_1 + E_2}}$; deoareec $E_1 = E_2 = 2{,}1 \cdot 10^4$ daN/mm², $C_M = \sqrt{0{,}35 \cdot 2{,}1 \cdot 10^4} = 10^2 \sqrt{0{,}745} = 86{,}5$; ε_f (fig. 10.30); $\varepsilon_f = 1{,}55$; $C_\varepsilon = \sqrt{\dfrac{1}{\varepsilon_f}} = \sqrt{\dfrac{1}{1{,}55}}$; $C_\varepsilon^2 = 0{,}645$; $A = (3{,}5+1) \sqrt[3]{\dfrac{1}{2} \dfrac{35\,000 \cdot 1{,}62}{114^2 \cdot 0{,}2 \cdot 3{,}5}\, 2{,}8 \cdot 86{,}5^2 \cdot 0{,}645}$; $A = 4{,}5 \sqrt[3]{42\,500} = 4{,}5 \cdot 35 = 157$ mm

Scanned with OKEN Scanner

8	Calculul modulului	m_n	$m_n = \frac{2\,A_{STAS}\cos\beta_0}{z_1+z_2} = \frac{2\cdot157\cdot0{,}939}{16+56}$; $m_n = 4{,}10$ mm; $m_{nSTAS} = 4{,}5$ mm
9	Recalcularea distanței axiale	A_0	$A_0 = m_{nSTAS}\frac{(z_1+z_2)}{2\cos\beta_0} = 4{,}5\,\frac{72}{2\cdot0{,}939} = 173$ mm; $A_{STAS} = 180$ mm
10	Calculul coeficienților deplasării de profil	ξ_{1ef} ξ_{2ef}	$\operatorname{tg}\alpha_{0f} = \frac{\operatorname{tg}\alpha_{0n}}{\cos\beta_0} = \frac{\operatorname{tg}20^\circ}{\cos20^\circ} = \frac{0{,}364}{0{,}939} = 0{,}391$; $\alpha_{0f} = 21^\circ20'$; $\cos\alpha_f = \frac{A_0}{A_{STAS}}\cos\alpha_{0f}$; $\cos\alpha_f = \frac{173}{180}\cdot0{,}949 = 0{,}915$; $\alpha_f = 23^\circ40$; $A_{ef\cdot STAS} - A_0 = 180-173 = 7$ mm; $A_{ef} - A_0 = (1\ldots1{,}5)\,m_n$; $7 = 1{,}55\,m_n$, depășește indicația de mai sus. Se modifică unghiul β_0 la valoarea $\beta_0' = 22^\circ$, pentru care $A_0 = 175{,}1$ mm, deci $\operatorname{tg}\alpha_{0f} = \frac{0{,}364}{0{,}927} = 0{,}393$; $\alpha_{0f} = 21^\circ30'$; $\cos\alpha_f = \frac{175{,}1}{180}\cdot\cos21^\circ30' = 0{,}906$; $\alpha_f = 25^\circ$ Deplasările de profil se pot alege în funcție de z_{1e} și z_{2e}, din tabelul 10.2: $\xi_{1n\,tab} = 0{,}41$; $\xi_{2n\,tab} = 1{,}89$ – metodă mai puțin recomandată; $\xi_{sn\,calc} = \frac{\xi_{sf}}{\cos\beta_0'}$; $\xi_{sf} = \frac{(\operatorname{ev}\alpha_f - \operatorname{ev}\alpha_{0f})(z_1+z_2)}{2\operatorname{tg}\alpha_{0f}} = \xi_{1f} + \xi_{2f}$; $\xi_{sf} = \frac{(0{,}029975-0{,}024660)\,72}{0{,}786} = 0{,}486$; $\xi_{sncalc} = \frac{0{,}486}{0{,}9271} = 0{,}524$. Pe baza contururilor de blocare [14], pentru criteriul egalizării alunecărilor specifice se aleg: $\xi_{1nef} = 0{,}41$ și $\xi_{2nef} = 0{,}114$; $\xi_{1fef} = \xi_{1nef}\cdot\cos\beta_0' = 0{,}38$; $\xi_{2f\cdot ef} = \xi_{2nef}\cos\beta_0' = 0{,}106$.

Tabelul 10.38 (continuare)

Nr. crt.	Mărimea calculată	Simbol	Relația de calcul și valoarea numerică
0	1	2	3
11	Modulul frontal	m_f	$m_f = \frac{m_n}{\cos \beta_0} \quad \frac{4,5}{\cos 22°} = \frac{4,5}{0,927} = 4,86$
12	Elementele geometrice		$D_{d1} = 4,86 \cdot 16 = 78,1$ mm;
			$D_{d2} = 4,86 \cdot 56 = 273$ mm;
			$D_{r1} = m_f z_1 \frac{\cos \alpha_{0f}}{\cos \alpha_f} = 4,86 \cdot 16 \cdot \frac{0,930}{0,906}$;
			$D_{r2} = m_f z_2 \frac{\cos \alpha_{0f}}{\cos \alpha_f} = 4,8656 \frac{0,930}{0,906}$;
			$D_{r1} = 77,76 \cdot 1,026 = 79,78176$ mm;
			$D_{r2} = 272,16 \cdot 1,026 = 280,236$ mm;
			$\lambda_f = \left(\frac{\cos \alpha_{0f}}{\cos \alpha_f} - 1\right) \frac{z_1 + z_2}{2} = \left(\frac{0,930}{0,906} - 1\right) \frac{72}{2}$;
			$\lambda_f = 0,026 \cdot 36 = 0,936$;
			$D_{e1} = 4,86\ (16 + 2 \cdot 0,927\ f + 2 \cdot 0,41 - 2\Psi_f) = 19,574 \cdot 4,86 = 95,1102$ mm;
			$\Psi_f = (\xi_{1f} + \xi_{2f}) - \lambda_f = 0,486 - 0,936 = -0,450$;
			$D_{e2} = 4,86\ (56 + 2 \cdot 0,927 + 0,106 \cdot 2 + 0,9) = 284,2$ mm
13	Verificarea angrenajului	σ_k	$\sigma_k = \sqrt{\frac{F_t C_F}{B D_{r1}} \frac{i+1}{i}} C_\varepsilon C_M C_\varepsilon$;
			$C_F = C_e C'_{din} C_B$; $C_e = 1,25$; $C_B = 1$; $B = \Psi_A A = 0,2 \cdot 180 = 36$ mm

Scanned with OKEN Scanner

$$\frac{B}{D_{r1}} = \frac{36}{80} = 0{,}45;$$

$$V = \frac{\pi D_{r1} n_1}{60\,1\,000} = \frac{\pi \cdot 79{,}78 \cdot 670}{60 \cdot 1\,000} = 2{,}8 \text{ m/s};$$

$C_{din} = 1{,}15$ — fig. 10.17. pentru precizia III. și $V = 2{,}8$ m/s;

$$F_t = \frac{2M_{t1\,max}}{D_{r1}} = \frac{2 \cdot 3500}{7{,}978} = 880 \text{ daN};$$

Pentru $A_{pb} = 15$ μm, $q_L = 0{,}8$ (fig. 10.22);

$$C_r = 1 + 2\left(\frac{1}{C_\varepsilon^2} - 1\right)(q_L - 0{,}5);$$

$$C_\varepsilon^2 = \frac{4 - \varepsilon_f}{3}(1 - \varepsilon_s) + \frac{\varepsilon_s}{\varepsilon_f}, \text{ pentrucă } \varepsilon_s < 1;$$

$$\varepsilon_s = \frac{B \operatorname{tg} \beta_0}{\pi\, m_f} = \frac{36 \cdot 0{,}405}{\pi \cdot 4{,}86};$$

$$\varepsilon_s = 0{,}954;\ \varepsilon_f = 1{,}55;\quad C_\varepsilon^2 = \frac{4 - 1{,}55}{3}(1 - 0{,}954) + \frac{0{,}954}{1{,}55} = 0{,}65\,372;$$

$$C_\varepsilon = \sqrt{0{,}65372} = 0{,}81;$$

$$C_r = 1 + 2\left(\frac{1}{0{,}65372} - 1\right)(0{,}8 - 0{,}5) = 1{,}318;\ C = C_{din}\, C_r = 1{,}15 \cdot 1{,}318 = 1{,}518;$$

$$C_F = 1{,}25 \cdot 1{,}518 \cdot 1 = 1{,}9;$$

$$\sigma_k = \sqrt{\frac{880 \cdot 1{,}9}{36 \cdot 79{,}78}\,\frac{3{,}5+1}{3{,}5}} \cdot 86{,}5 \cdot 0{,}81 \cdot 1{,}58 = 96 \text{ daN/mm}^2;$$

$C_V = 0{,}89$ pentru $V = 2{,}8$ m/s;

$$\sigma_{ka} = \frac{190 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 0{,}9 \cdot 0{,}89 \cdot 1}{1{,}5} = 101 \text{ daN/mm}^2;\ \sigma_k < \sigma_{ka}.$$

Scanned with OKEN Scanner

Tabelul 10.38 (continuare)

Nr. crt.	Mărimea calculată	Simbol	Relația de calcul și valoarea numerică
0	1	2	3
		σ_i	Efortul unitar de încovoiere:
			$\sigma_i = \frac{F_t C_F}{B m_n} Y_\varepsilon Y_F Y_\beta$;
			$Y_\varepsilon = \frac{1}{\varepsilon_f} = \frac{1}{1,55} = 0,645$;
			$\varepsilon_f = 1,55$;
			$C_F = C_e C'_{din} C_B = 1,25 \cdot 1,15 \cdot 1,33 \cdot 1 = 1,91$;
			$C'_{din} = C_r C_{din}$.
			$C_r = 1+2 (\varepsilon_f - 1) (q_L - 0,5)$
			$C_r = 1 + 2 (1,55-1) (0,8-0,5) = 1+2 \cdot 0,55 (0,3) = 1+0,33 = 1,33$;
			$q_L = 0,8$; $Y_F = 2,21$ — fig. 10.24; $Y_\beta = 0,78$ — fig. 10.31, *b*;
			$\sigma_i = \frac{880 \cdot 1,91}{36 \cdot 4,5} \cdot 0,6450 \cdot 0,78 \cdot 2,21 = 11,6$ daN/mm²;
			$\sigma_{ai} = \frac{\sigma_{i0} \cdot C_D}{C_s \cdot K_\sigma} C_{p0} = \frac{19 \cdot 1 \cdot 1}{1,5} = 12,7$ daN/mm²;
			$\sigma_i < \sigma_{ai}$; $\frac{\sigma_{i0}}{C_s} = 19$ daN/mm²

Scanned with OKEN Scanner

11.

TRANSMISII PRIN CURELE

11.1. DEFINIRE. GENERALITĂŢI. CLASIFICARE. DOMENII DE UTILIZARE

Transmisia prin curele este o transmisie prin fricţiune care serveşte la transmiterea energiei de la un arbore motor la un arbore condus pe baza frecării dintre un element intermediar flexibil fără sfîrşit numit curea şi roţile de curea montate pe cei doi arbori. În figura 11.1 se prezintă schema unei transmisii cu curele.

Pentru a realiza forţa de frecare, se asigură o tensionare iniţială a curelei pe roţile de curea, astfel că în momentul punerii în mişcare a roţii motoare, ramura *2* a curelei se va tensiona mai mult, iar tensiunea din ramura *1* se va micşora.

Avantajele transmisiei prin curele sînt: posibilitatea transmiterii mişcării de rotaţie şi a puterii la distanţe mari; funcţionare lină, fără zgomot; amortizarea şocurilor; protecţia contra suprasarcinilor; posibilitatea de funcţionare la turaţii mari. Printre dezavantaje se enumeră: gabaritul mare; raport de transmitere variabil ca urmare a alunecării curelei pe roţi; forţe mari pe arbori; necesitatea dispozitivelor de întindere a curelei.

Transmisiile prin curele se pot clasifica după criteriile prezentate în tabelul 11.1.

Ca urmare a faptului că deformaţia elastică a curelei se transformă după un anumit timp în deformaţie remanentă, este necesară întinderea periodică a curelei pentru a menţine condiţia cerută de buna funcţionare a transmisiei. În vederea întinderii curelei, se pot folosi procedeele indicate în figurile 11.5, *a*, *b* şi 11.6,

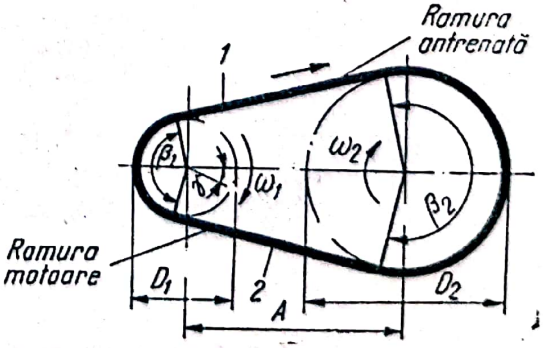
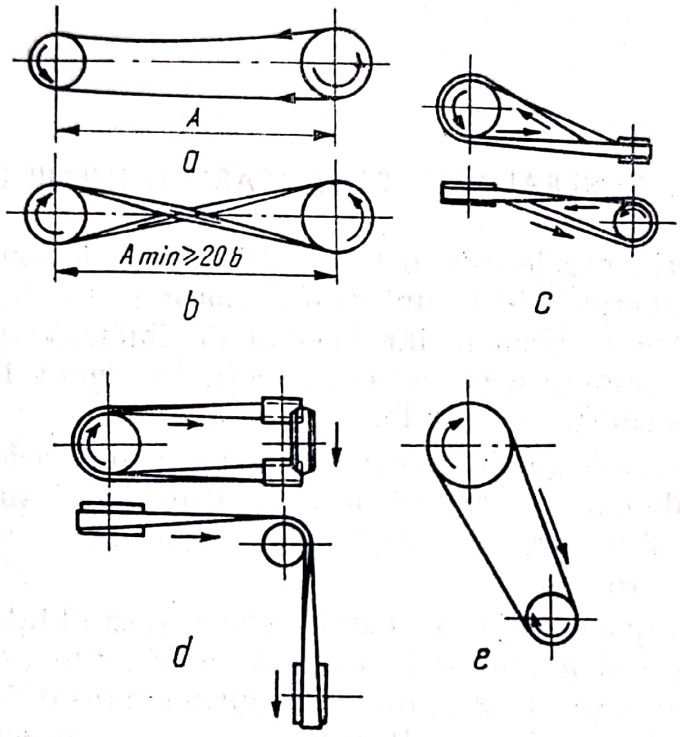


Fig. 11.1. Transmisia prin curele late.

adică deplasarea uneia dintre roți odată cu motorul pe patine, cu ajutorul șuruburilor sau prin rotirea suportului acestuia (fig. 11.5, *a*, *b*), fie prin role de întindere acționate de o greutate sau un arc (fig. 11.6) [56, 83, 30].

Transmisiile prin curele au următoarele domenii de utilizare : *curelele late* : puteri pînă la 2 000 kW, viteze sub 90 m/s și distanțe între arbori $A < 12$ m, la rapoarte de transmitere $i < 6$; *curelele trapezoidale* pot fi utilizate pentru puteri sub 1 200 kW, viteze sub 40 m/s și rapoarte de transmitere sub $i = 8$ [56, 55, 83].



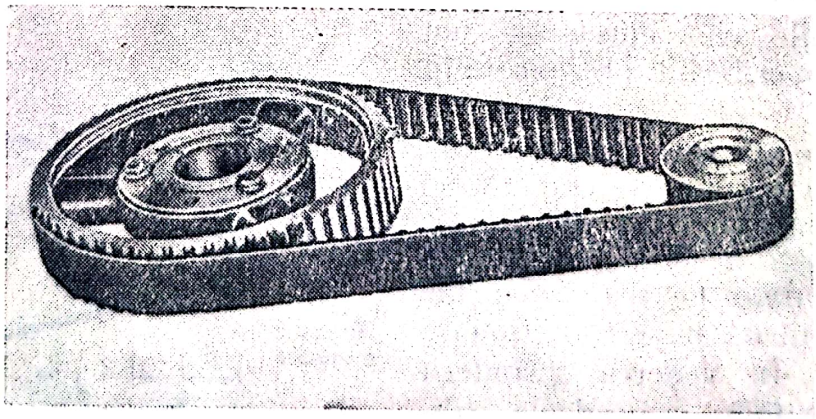


Fig. 11.2. Tipuri de transmisii prin curele: *a* — deschisă ; *b* — încrucișată ; *c* — cu ramuri semiîncrucișate ; *d* — în unghi cu role ; *e* — cu axe decalate ; *f* — cu curea dințată.

Scanned with OKEN Scanner

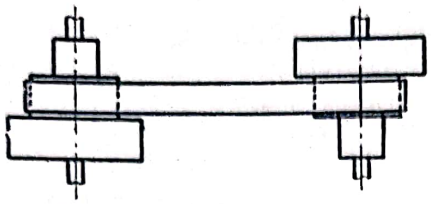


Fig. 11.3. Transmisie prin curea în trepte.

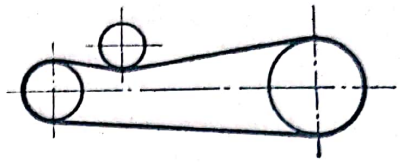


Fig. 11.4. Transmisie prin curea cu rolă de întindere.

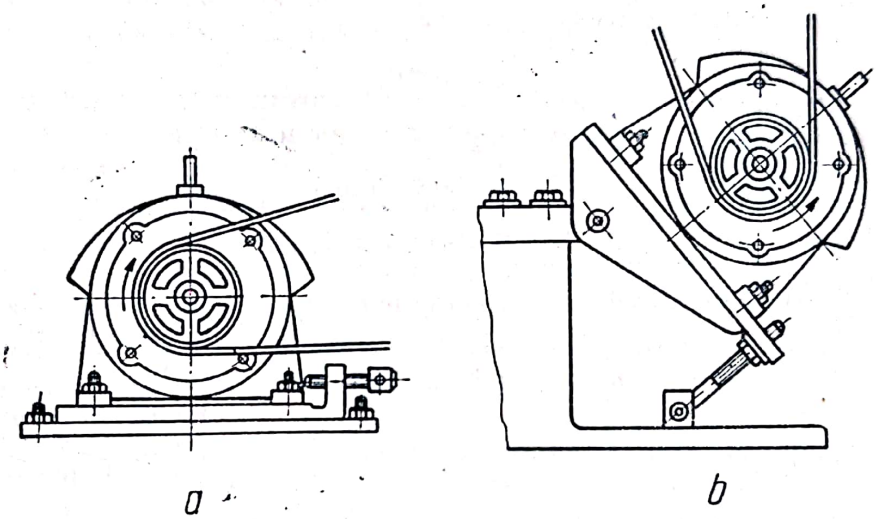


Fig. 11.5. Metode de întindere a curelei : *a* — prin deplasarea motorului ; *b* — prin înclinarea suportului motorului.

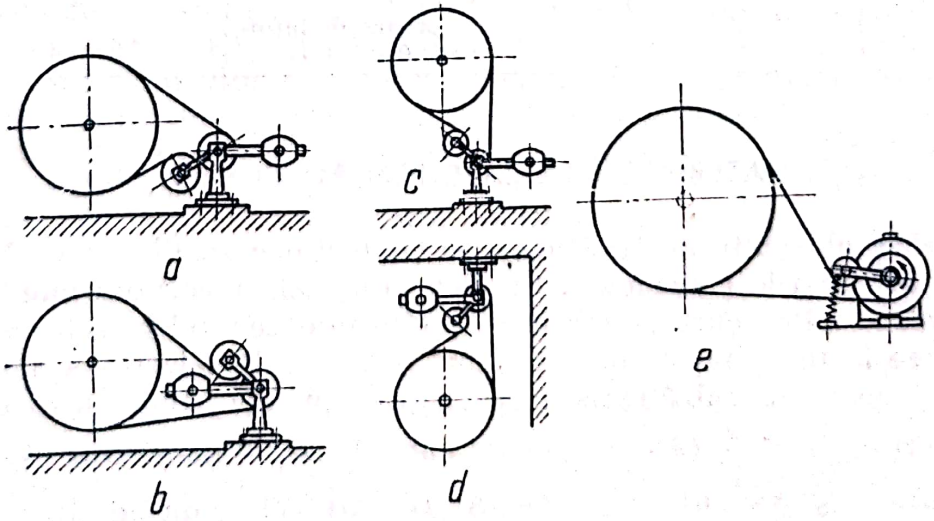


Fig. 11.6. Metode de întindere a curelei : utilizînd role şi contragreutate.

Scanned with OKEN Scanner

Tabelul 11.1

Clasificarea curelelor şi a transmisiilor prin curea

Tipul transmisiei	Criteriul de clasificare	Tipul transmisiei	
Transmisii prin curea	— Forma secţiunii transversale a curelei		— curele late
			— trapezoidale
			— dinţate (fig. 11, *f*)
			— rotunde
	— Materialul curelei	— piele	
		— textile	
		— textile cauciucate	
		— oţel (benzi)	
		— material plastic	
	— Dispoziţia axelor	— axe paralele	— cu ramuri deschise (fig. 11.1)
			— cu ramuri încrucişate (fig. 11.2, *b*)
			— în trepte (fig. 11.3)
		— cu axe încrucişate	— cu ramuri semiîncrucişate (fig. 11.2,*c*)
			— în unghi cu role (fig. 11.2, *d*)
	— Modul de întindere a curelei	— fără organe de întindere (fig. 11.1 şi 11.2, *a*) — cu organe de întindere (fig. 11.4)	

11.2. MATERIALE UTILIZATE PENTRU CURELE LATE

Curelele obişnuite de transmisie se confecţionează din piele, bumbac, mătase sau textile cauciucate. Curelele din piele şi cele din bumbac sînt standardizate. Prin curele de transmisie obişnuite se înţeleg acelea destinate să lucreze la temperaturi pînă la 55°C şi umezeală relativă a aerului de 60—75%, cu viteze sub 30 m/s şi frecvenţa de pînă la 20 000 încovoieri/oră, la raportul $\frac{\delta}{D_1} \leqslant \frac{1}{25}$ (δ — grosimea curelei, D_1 — diametrul roţii conducătoare). STAS 615-58, 758-73 şi 5917-71 cuprind dimensiunile curelelor din piele.

Scanned with OKEN Scanner

Curelele de transmisie late din piele se simbolizează prin grosimea δ, lăţimea b, lungimea L, precum şi prin grupa şi subgrupa la care aparţin; de exemplu, $\delta \times b \times L$ — — $A.2.1$, STAS 615-58.

În ultimul timp au apărut curele late compound care constau dintr-o folie sau şnur de material plastic de înaltă rezistenţă, căptuşit în interior, prin lipire, cu un strat de piele (fig. 11.7).

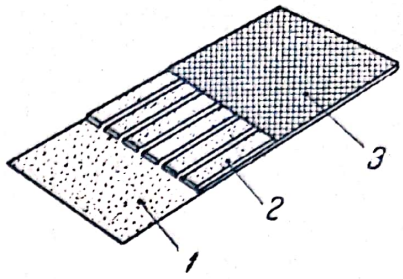


Fig. 11.7. Construcţia curelelor late.

Stratul de material plastic reprezintă elementul de rezistenţă, iar stratul de piele asigură un coeficient mare de frecare şi o mare rezistenţă la uzură.

Curelele din ţesături impregnate cu cauciuc se compun din mai multe straturi textile (inserţii) din bumbac legate între ele prin cauciuc vulcanizat. Inserţia poate fi sub formă de ţesătură sau şnur şi are rolul de a prelua încărcarea iar cauciucul are rolul de a lega straturile între ele şi de a le proteja de acţiuni chimice şi mecanice; STAS 1815-69 se referă la curele late din textile cauciucate, confecţionate în 3 tipuri: *tip 1*, cu ţesătură în straturi paralele suprapuse fără înveliş din cauciuc pe suprafaţa exterioară; *tip 2*, cu ţesătură înfăşurată, fără înveliş de cauciuc pe suprafeţele exterioare şi *tip 3*, cu ţesătură înfăşurată şi înveliş de cauciuc pe suprafeţele exterioare.

Curelele de bumbac pot fi ţesute sau cusute. Curelele ţesute constau din mai multe straturi de ţesături de bumbac, de obicei 4, 6 sau 8 straturi, legate între ele printr-o ţesătură specială, pe cînd cele cusute sînt îmbinate prin cusături. Ambele tipuri de curele sînt îmbibate cu un amestec de bitum, ozocherită şi alte substanţe. Caracteristicile unor materiale de curea se dau în tabelul 11.3.

Curelele din mătase, in, cînepă din Siberia şi păr, au o utilizare mai redusă, ca urmare a preţului de cost ridicat al materialelor. Prezintă rezistenţă şi flexibilitate mare.

Benzile de transmisie, din oţel, se utilizează uneori în locul curelelor de piele sau textile. Ele au dimensiuni mai reduse la aceeaşi putere, faţă de curele, şi permit viteze periferice pînă la 40 m/s, cu alunecare elastică neglijabilă; în schimb pretind montaj precis şi nu rezistă la vibraţii. Se confecţionează din bandă de oţel de mare rezistenţă ($\sigma_r = 150$ daN/mm^2), cu lăţimi între 20...250 mm şi grosimi 0,6...1,1 mm. Roţile pentru transmisii sînt căptuşite cu plută ($\mu \cong 0{,}35$).

11.3 ÎMBINAREA CAPETELOR CURELEI

Capetele curelelor se îmbină prin lipire, cusătură sau cu ajutorul unor dispozitive mecanice. Pentru curele care lucrează la viteze mari ($V > 20$ m/s), se recomandă lipirea sau coaserea capetelor (fig. 11.8).

Se menţionează că îmbinările capetelor curelei cu dispozitive metalice, arătate în figura 11.9, produc şocuri la trecerea peste roţile purtătoare; de aceea nu pot fi utilizate la viteze mari, sau dacă se cere o funcţionare liniştită a transmisiei.

Scanned with OKEN Scanner

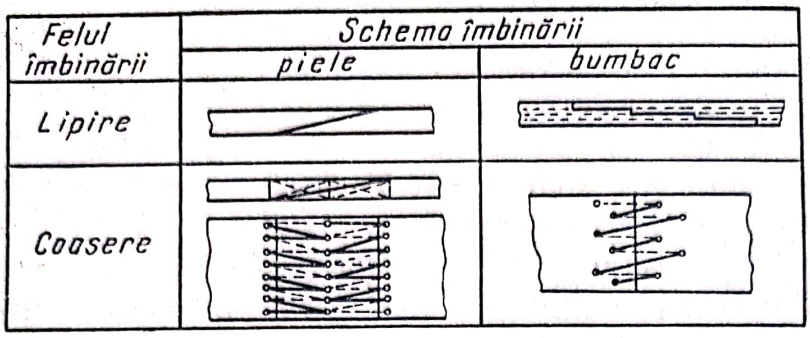


Fig. 11.8. Schema de îmbinare a capetelor de curea.

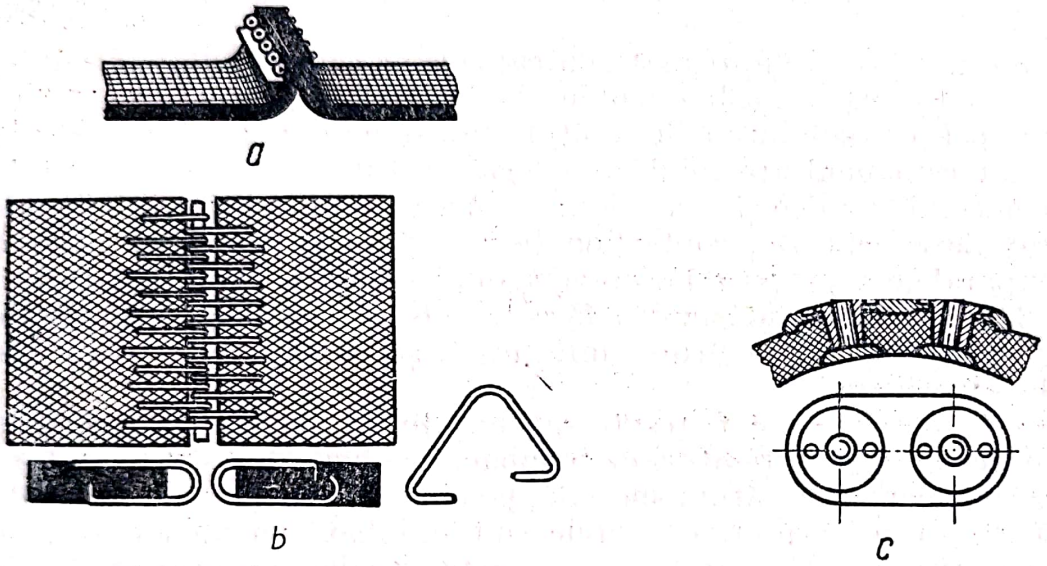


Fig. 11.9. Metode de îmbinare a capetelor de curea cu dispozitive metalice.

11.4 CONSIDERAȚII TEORETICE PRIVITOARE LA GEOMETRIA TRANSMISIEI PRIN CURELE LATE

Se consideră transmisia deschisă, cu axe paralele, din figura 11.10, *a*.

În ipoteza unei curele perfect întinse, neelastice și cu grosimea foarte mică, se poate admite că viteza tuturor punctelor curelei este aceeași. Notînd cu D_1 diametrul roții motoare și cu n_1 turația ei, precum și cu D_2 diametrul roții conduse și cu n_2 turația sa, se poate determina viteza curelei :

$$V = \frac{\pi D_1 n_1}{60 \cdot 1000} = \frac{\pi D_2 n_2}{60 \cdot 1000}, \qquad (11.1)$$

sau

$$\frac{n_1}{n_2} = \frac{D_2}{D_1} = i_{12}, \qquad (11.2)$$

unde : i_{12} este raportul de transmitere ; D_1 și D_2 se înlocuiesc în mm.

Scanned with OKEN Scanner

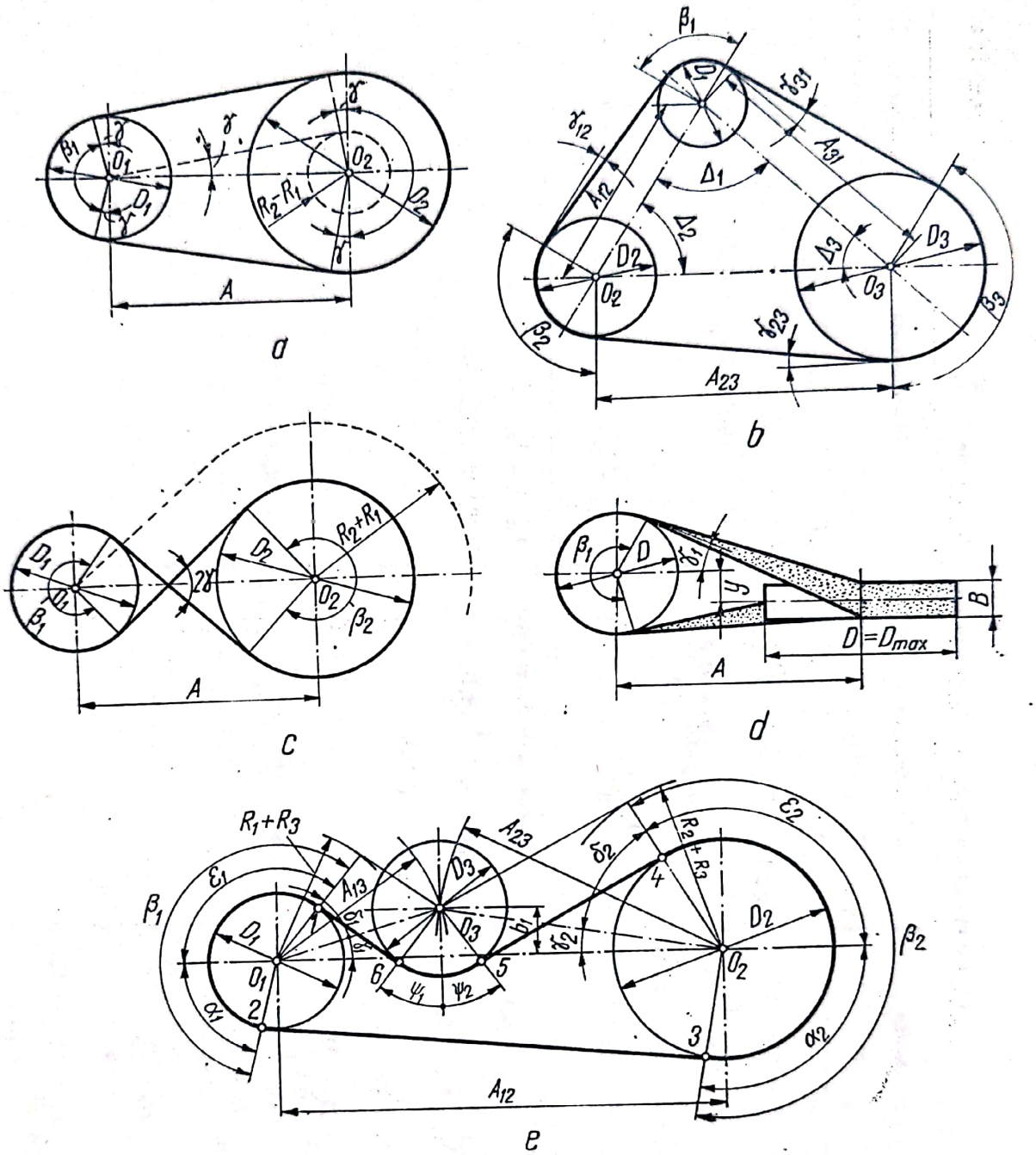


Fig. 11.10. Geometria transmisiilor prin curele : *a* — transmisia cu axe paralele ; *b* — transmisia deschisă cu roți multiple; *c* — transmisii cu axe paralele și curele cu ramuri încrucișate; *d* — transmisii cu axe încrucișate ; e — transmisii cu rolă de întindere.

Valorile optime pentru raportul de transmitere sînt cuprinse în limitele $i_{12} = 4 \ldots \frac{1}{4}$; pentru curele prevăzute cu role de întindere se pot utiliza și valori de ordinul $i_{12} = 10 \ldots \frac{1}{10}$. Pentru transmisiile prin curele, elementele geometrice caracteristice ca : distanța axială A, lungimea curelei L, unghiurile de înfășurare ale curelei pe roți, β_1 și β_2, sînt date în tabelul 11.2.

Scanned with OKEN Scanner

Tabelul 11.2

Elemente geometrice ale transmisiilor prin curele

Tipul transmisiei și schița	Unghiurile de înfășurare	Lungimea curelei	Distanța între axe	Observații
1	2	3	4	5
Transmisii cu ramuri deschise și cu axe paralele (fig. 11.10, *a*)	$\beta_1 = \pi + 2\gamma$; $\beta_2 = \pi - 2\gamma$; $\sin\gamma = \frac{D_2 - D_1}{2A}$; $\gamma \cong \frac{D_2 - D_1}{2A}$ sau nomograma din figura 11.11; 2γ — unghiul dintre ramurile curelei.	$L \cong 2A + \frac{\pi(D_2 + D_1)}{2} + \frac{(D_2 - D_1)^2}{4A}$; $L = 2A + \pi D_m + \frac{(D_2 - D_1)^2}{4A}$; $D_m = \frac{D_1 + D_2}{2}$.	$A = 0{,}25\,[(L - \pi D_m) + \sqrt{(L - \pi D_m)^2 - 2(D_2 - D_1)^2}]$.	Nomograma din figura 11.11 permite determinarea directă a unghiurilor β_1 și β_2. Relația pentru L, în forma dată, se obține după dezvoltarea în serie a funcției cos γ.
Transmisii deschise cu roți multiple (fig. 11.10, *b*)	$\beta_1 = \pi - (\Delta_1 + \gamma_{12} + \gamma_{31})$; $\beta_2 = \pi - (\Delta_2 + \gamma_{12} + \gamma_{23})$; $\beta_3 = \pi - (\Delta_3 + \gamma_{23} + \gamma_{31})$; $\gamma_{12} = \arcsin\frac{D_2 - D_1}{2A_{12}}$; $\gamma_{23} = \arcsin\frac{D_3 - D_2}{2A_{23}}$; $\gamma_{31} = \arcsin\frac{D_3 - D_1}{2A_{31}}$; $\Delta_1 = \arccos\frac{A_{12}^2 + A_{31}^2 - A_{23}^2}{2A_{12}A_{31}}$.	$L = A_{12}\cos\gamma_{12} + A_{23}\cos\gamma_{23} + A_{31}\cos\gamma_{31} + \frac{1}{2}(\beta_1 D_1 + \beta_2 D_2 + \beta_3 D_3)$.	A_{12}, A_{23}, A_{31} se determină grafic.	

Scanned with OKEN Scanner

1	2	3	4	5
	$\Delta_2 = \arccos \frac{A_{12}^2 + A_{23}^2 - A_{31}^2}{2A_{12}A_{23}}$; $\Delta_3 = \arccos \frac{A_{23}^2 + A_{31}^2 - A_{12}^2}{2A_{23}A_{31}}$.			
Transmisii cu axe paralele și curele cu ramuri încrucișate (fig. 11.10, *c*)	$\beta_1 = \beta_2 = \pi + 2\gamma \cong \pi + \frac{D_1 + D_2}{A}$; $\gamma = \arcsin \frac{D_1 + D_2}{2A} \cong \frac{D_1 + D_2}{2A}$.	$L = 2A + \pi D_m + \frac{D_m^2}{A}$.	$A = 0{,}25\left[(L - \pi D_m) + \sqrt{(L - \pi D_m)^2 - 8D_m^2}\right]$.	Deoarece cureaua este supusă unei torsiuni ce crește proporțional cu lățimea, se recomandă utilizarea curelelor înguste.
Transmisii cu axe încrucișate (fig. 11.10, *d*). Ramura inferioară a roții motoare este trăgătoare.	$\beta_{1.2} = \pi + \frac{D_{1.2}}{A}$; $\gamma_{1.2} = \arcsin \frac{D_{1.2}}{2A} = \frac{D_{1.2}}{2A}$, dacă se face abstracție de excentricitatea *y*.	$L = 2A + \pi D_m + \frac{C}{A}$; $D_m = \frac{D_1 + D_2}{2}$; $C = \frac{D_1^2 + D_2^2}{2}$; $L = 2A + \pi \frac{(D_1 + D_2)}{2} + \frac{1}{2A}(D_1^2 + D_2^2)$.	$A = 0{,}25\left[(L - \pi D_m) + \sqrt{(L - \pi D_m)^2 - 8C}\right]$; $A \geqslant 5{,}5\,(D_{max} + B)$, la transmisii în unghi fără rolă de ghidare.	Transmisii fără rolă de ghidare. Planul median al roții cu axa verticală să fie excentric față de axa roții conjugate, cu cota $y = (0{,}04 \ldots 0{,}045)\,A$, pentru a evita căderea curelei de pe roți.
Transmisii cu rolă de întindere (fig. 11.10, *e*).	$\beta_{1.2} = \alpha_{1.2} + \varepsilon_{1.2}$; $\cos \alpha_1 = \frac{R_2 - R_1}{A_{12}}$; $\alpha_2 = \pi - \alpha_1$.	Lungimea curelei tensionate: $L = L_{1-2} + L_{2-3} + L_{3-1} + L_{4-5} + L_{5-6} + L_{6-1}$.	$A_{23} = \sqrt{b^2 + (A_{12} - C)^2}$; $C = \sqrt{A_{13}^2 - b_1^2}$; sau $A_{23} \geqslant R_2 + 2R_3 + 100\,\delta$.	Rola de întindere se montează pe ramura condusă în apropierea roții mici. A_{23} este distanța între axa rolei și axa roții conduse.

Scanned with OKEN Scanner

Tabelul 11.2 (continuare)

Tipul transmisiei și schița	Unghiurile de înfășurare	Lungimea curelei	Distanța dintre axe	Observații
1	2	3	4	5
	$\varepsilon_{1,2} = \pi - (\gamma_{1,2} + \delta_{1,2})$; $\cos \delta_1 = \frac{R_1 + R_2}{A_{13}}$; $\cos \delta_3 = \frac{R_2 + R_3}{A_{23}}$; $\sin \gamma_1 = \frac{b}{A_{13}}$; $\sin \gamma_2 = \frac{b}{A_{23}}$. Cota b se admite inițial. Dacă se pune condiția ca: $\beta_1 = \beta_2$; $\alpha_1 + \varepsilon_1 = \alpha_2 + \varepsilon_2$, soluțiile aproximative sînt: $\beta_1 = \alpha_1 + \varepsilon_1 \simeq 2\alpha_2$ și $\gamma_{1,2} = \pi - \delta_{1,2} - \varepsilon_{1,2}$.	$L_{1-2} = \beta_1 (R_1 + b')$; $L_{2-3} = A_{12} \sin \alpha_1$; $L_{3-4} = \beta_2 (R_2 + b')$; $L_{4-5} = (R_2 + R_3 + \delta) \operatorname{tg} \delta_2$; $L_{5-6} = (R_3 + b') (\psi_1 + \psi_2)$; $L_{6-1} = (R_1 + R_3 + \delta) \operatorname{tg} \delta_1$; $\psi_1 = \frac{\pi}{2} - (\gamma_1 + \delta_1)$; $\psi_2 = \frac{\pi}{2} - (\gamma_2 + \delta_2)$. b' este distanța de la axa neutră a secțiunii curelei la fibra extremă. Lungimea curelei netensionate este $L_{0i} = L_i - \Delta L_i$; $\Delta L_i = \frac{F_0 \cdot L_i}{E_t \cdot A_c}$, se calculează pentru fiecare segment; E_t — modulul de elasticitate al materialului curelei; A_c — secțiunea curelei	$A_{13} \geq R_1 + R_3 + 50\,\delta$; δ — grosimea curelei	A_{13} rezultă din condiția ca distanța de la suprafața rolei la roata mică să fie cel puțin 50 δ.

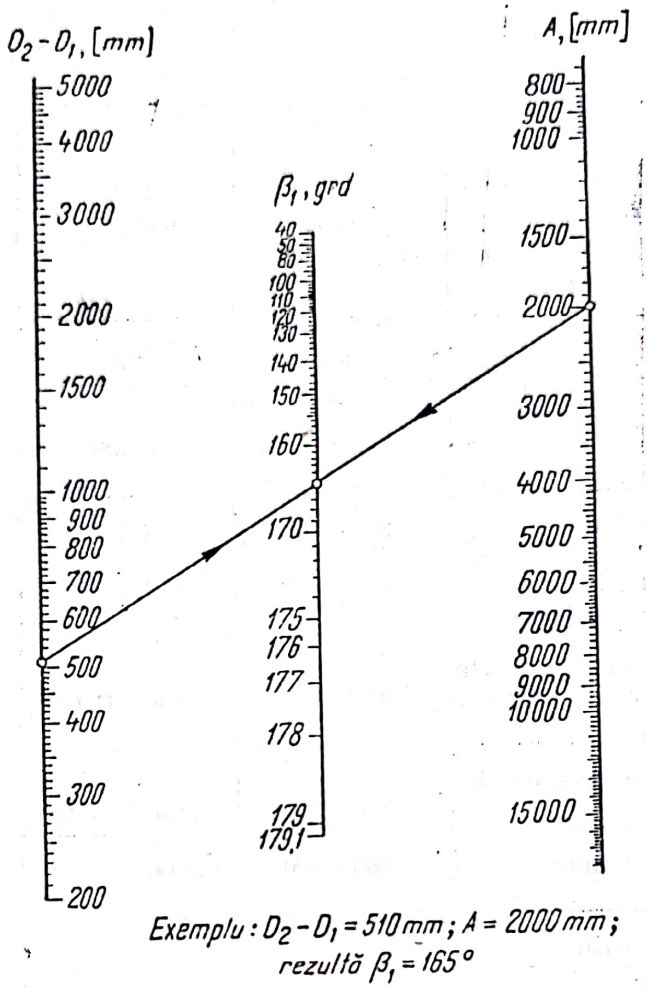


Fig. 11.11. Nomograma pentru determinarea unghiului β_1 după [56].

Pentru a reduce volumul calculelor, se indică nomogramele din figura 11.11, pentru determinarea unghiului β_1 în funcţie de diferenţa $(D_2 - D_1)$ şi A, precum şi cea din figura 11.12, pentru calculul lungimii curelei sau a distanţei axiale, în funcţie de parametrii geometrici ai transmisiei.

Frecvenţa flexiunilor (încovoierea curelei pe roţi) este

$$f_x = \frac{XV}{L} \leqslant (f_x)_a, \tag{11.3}$$

unde X este numărul de roţi pe care se înfăşoară cureaua.

Valori pentru $(f_x)_a$ se dau în tabelul 11.3, unde este notat f_{max}.

Scanned with OKEN Scanner

Tipul curelei		σ_r [daN/cm²]	E_l [daN/cm²]	E_i [daN/cm²]
Piele	Standard	250	2 500	500—900
	Flexibilă	300	3 500	400—800
	Foarte flexibilă	300—400	4 500	300—700
	Foarte felxibilă (tăbăcită cu crom)	300—500	4 500	300—700
Textile țesute	Cauciucate sau cu balata și țesătură de bumbac	450—600	5 000—13 000	500
	Cu balata și țesătură de bumbac	500—650	9 000—15 000	500
	Cu balata și șnur	550—800	11 000—16 000	300
	Țesute sau cusute			
	Viscoză (impregnată)	500		400
	Celofibră (ighelitată)	450—500	5 000—14 000	400
	De bumbac țesut	350—500	5 500—10 000	400
	De poliamidă	6 000—8 000		400
Compound	Folie poliamidă	3 000—4 500	5 500—10 000	5 500—10 000
	Șnur poliamidic	4 000—9 000	15 000—20 000	15 000—20 000
	Șnur poliesteric	4 000—9 000	40 000—80 000	40 000—80 000
Bandă de oțel pe roată căptușită cu plută		15 000	$2{,}1 \cdot 10^6$	$2{,}1 \cdot 10^6$
Trapezoidale	Clasice (șnur)	250—300	3 000—5 000	200—500
	Înguste (șnur)			

Scanned with OKEN Scanner

materiale de curea [56]

Dimensiuni uzuale		ρ [kg/dm³]	μ	Domenii de utilizare				σ_{at} [daN/cm²]
δ [mm]	b [mm]			$\left(\frac{\delta}{D}\right)_{max}$	f_{max} [1/s]	v_{max} [m/s]	t_a [°C]	
3—7 (1 strat) 8—12 (2 straturi) 14—20 (3 straturi)	20—600	1,0	0,33+0,02 V (partea cu păr) 0,22+0,012 V (partea cu carne)	1/30	5	30	35	39
	<1800	0,95		1/25	10	40	35	44
		0,90		1/20	25	50	45	44
		0,90		1/20	25	50	70	44
(3—7) ×1,3 ×1,1 ×0,7	20—300	1,2	0,5	1/30	30	40	70	39
							40	44
(4—5) rinduri	60—270	1,25		1/25	20		40	55
2—18	—	1,0	0,35	1/25	40	50		39
—	—	1,1	0,8	1/25	40	50		39
4—12	—	1,3	0,3	1/20	40	50		39
—	—	1,0—1,15	—	—	80	65		88
A : 0,5 (1—2 strat.) B : 0,7 (1—2 strat.) C : 0,9 (1—6 strat.)	≤1200	1,1—1,2	Vezi piele	$\frac{1}{80}\cdots\frac{1}{100}$	50—100	80	70	200
						100		250
	≤500					120		
0,6—1,1	20—250	7,8	0,25	1/1 000	—	45		3 300
standardizate		1,25	≈0,35	$^1/_{7.5}\cdots{}^1/_{12.5}$	30	30	70—80	—
					50	60		

Scanned with OKEN Scanner

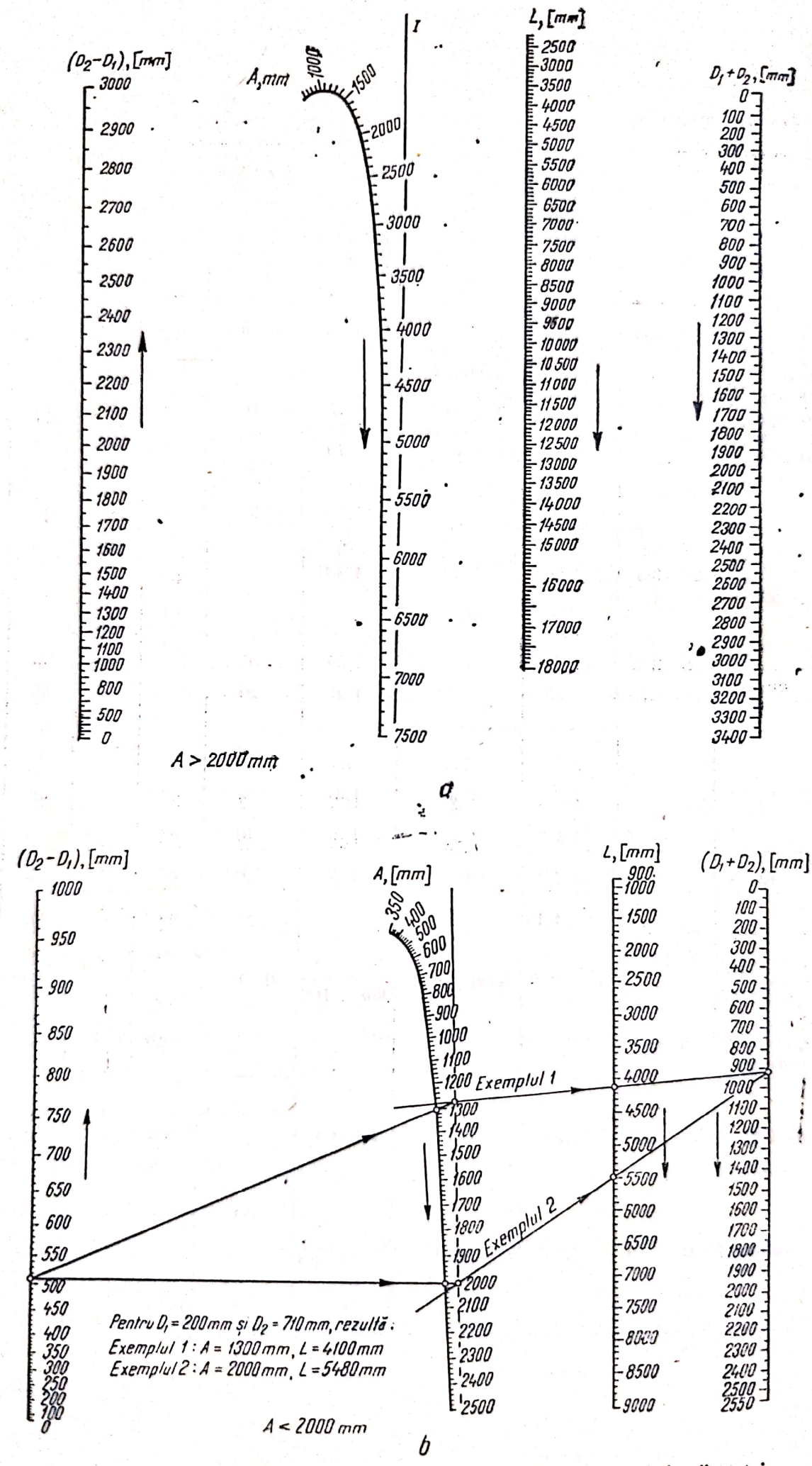


Fig. 11.12. *a, b* — Nomograme pentru determinarea lungimii curelei și a distanței axiale, după **[56]**.

Scanned with OKEN Scanner

11.5. FORȚE ȘI EFORTURI UNITARE ÎN CURELE LATE

Cureaua se montează pe roți cu o întindere inițială, astfel încît în fiecare din cele două ramuri lucrează o forță F_0.

Forța de pretensionare $2F_0$ va da naștere la o apăsare normală N între curea și roată, care datorită frecării dintre curea și roată va asigura posibilitatea de transmitere a unei forțe periferice F_u :

$$F_u = \frac{2M_t}{D_1} = \frac{75P_{[CP]}}{V} = \frac{100 \cdot P_{[KW]}}{V} \quad [\text{daN}], \tag{11.4}$$

unde :

M_t este momentul de torsiune de transmis [daN·m];
P — puterea de transmis [CP] sau [kW];
D_1 — diametrul roții motoare [m].

În figura 11.13, pentru transmisia deschisă, se consideră roata motoare *1* cu centrul în O_1 avînd viteza unghiulară ω_1 și roata condusă cu centrul în O_2.

Asupra unui element de curea cu unghiul la centru $d\alpha$ se va exercita apăsarea normală dN, iar forța de frecare dintre elementul de curea și roată va fi μdN. Suma forțelor de frecare elementare va fi egală cu forța periferică utilă care acționează pe un arc de cerc [83, 30].

$$F_u = \Sigma \mu dN \tag{11.5}$$

Frecarea dintre curea și roată va modifica starea de efort din curea existentă în repaus, astfel încît în ramura activă va crește de la valoarea F_0 la valoarea F_2, iar în ramura pasivă forța va scădea de la valoarea F_0 la valoarea F_1.

Condiția de echilibru a momentelor față de axa roții motoare se scrie : în forma

$$(F_u + F_1)\frac{D_1}{2} = F_2\frac{D_1}{2}, \quad \text{sau} \quad F_u = F_2 - F_1. \tag{11.6}$$

Presupunînd că materialul curelei respectă legea lui Hooke, se poate scrie

$$F_2 = F_0 + \frac{F_u}{2};$$

$$F_1 = F_0 - \frac{F_u}{2}$$

și

$$F_0 = \frac{F_1 + F_2}{2}. \tag{11.7}$$

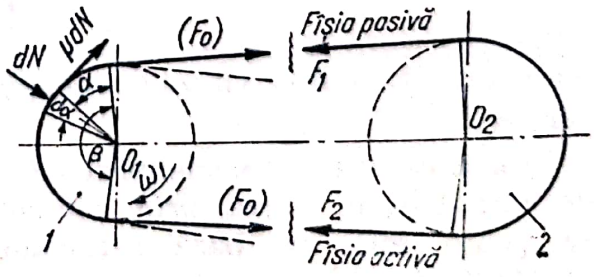


Fig. 11.13. Schema de calcul a eforturilor unitare din curea.

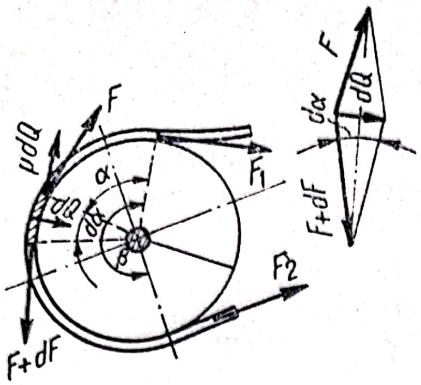


Fig. 11.14. Schema de calcul a forțelor din ramurile curelei.

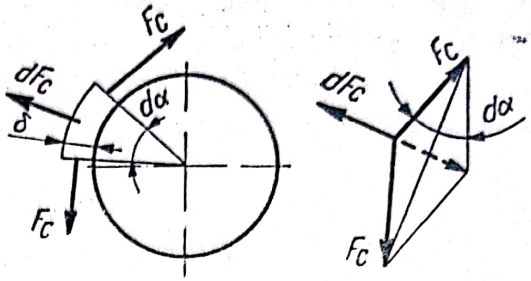


Fig. 11.15. Schema de calcul a eforturilor unitare din curea produse de forța centrifugă.

Trecerea de la forța F_1 la forța F_2 se face treptat prin însumarea la forța F_1 a forțelor de frecare elementare $\mu dN = \mu dQ$ (fig. 11.14).

Rezultanta forțelor F și $(F + dF)$ se notează cu dQ și are direcția radială avînd ca efect apăsarea curelei pe roată.

Din figura 11.14 se evaluează dQ:

$$dQ = F \sin\frac{d\alpha}{2} + (F + dF) \sin\frac{d\alpha}{2}. \qquad (11.8)$$

Neglijînd produsul $dF \sin\frac{d\alpha}{2}$ ca fiind mic și apreciind $\sin\frac{d\alpha}{2} \cong \frac{d\alpha}{2}$, se scrie

$$dQ = F d\alpha. \qquad (11,9)$$

Asupra elementului de curea cu secțiunea $(b \times \delta)$ și de lungime $R\,d\alpha$ se exercită forța centrifugă elementară dF_c care caută să îndepărteze cureaua de pe roată (fig. 11.15). Relația care exprimă mărimea forței centrifuge dF_c este

$$dF_c = \frac{\gamma}{g} \delta b V^2 d\alpha. \qquad (11.10)$$

S-a notat: $V = R\,\omega$, viteza curelei; γ — greutatea specifică a materialului curelei.

Forța centrifugă elementară dF_c provoacă o solicitare suplimentară de întindere în curea prin componentele sale F_c. Din figura 11.15 se poate scrie pe baza raționamentului folosit la deducerea relației 11.9, că

$$dF_c = F_c d\alpha. \qquad (11.11)$$

Scanned with OKEN Scanner

Utilizînd relaţiile (11.10) şi (11.11), se stabileşte valoarea forţei centrifuge F_c şi a efortului unitar dat de această forţă :

$$F_c = \frac{\gamma}{g} b \delta V^2;$$

$$\sigma_c = \frac{F_c}{b\delta} = \frac{\gamma V^2}{g},$$

sau

$$\sigma_c = \frac{\gamma V^2}{10\,g}\left[\frac{\text{daN}}{\text{cm}^2}\right], \quad \text{dacă } \gamma[\text{daN/dm}^3]; \quad V\,[\text{m/s}] \text{ şi } g[\text{m/s}^2]. \tag{11.12}$$

Reconsiderînd situaţia, se va putea scrie că elementul de curea este apăsat pe roată de forţa normală dN ;

$$dN = dQ - dF_c = (F - F_c)\,d\alpha, \tag{11.13}$$

după înlocuirile din relaţiile (11.9) şi (11.11).

Condiţia ca să nu existe alunecare între curea şi roată cere respectarea relaţiei

$$\mu dN \geqslant dF,$$

sau

$$\mu(F - F_c)\,d\alpha \geqslant dF, \tag{11.14}$$

de unde

$$\frac{dF}{F - F_c} \leqslant \mu\,d\alpha. \tag{11.15}$$

Ecuaţia diferenţială (11.15) integrată pentru α variind între 0 şi β (β_1 sau β_2) şi pentru variaţia forţei F între F_1 şi F_2 are aspectul :

$$\frac{F_2 - F_c}{F_1 - F_c} = e^{\mu\beta}. \tag{11.16}$$

Utilizînd relaţiile (11.6) şi (11.16), se pot scrie expresiile pentru stabilirea forţelor din cele două ramuri ale curelei :

$$F_1 \geqslant F_u \frac{1}{e^{\mu\beta} - 1} + F_c; \tag{11.17}$$

$$F_2 \geqslant F_u \frac{e^{\mu\beta}}{e^{\mu\beta} - 1} + F_c. \tag{11.18}$$

Scanned with OKEN Scanner

În porțiunea de curea înfășurată pe cele două roți, intervine în mod suplimentar o solicitare de încovoiere.

Considerînd că materialul curelei respectă legea lui Hooke, se calculează alungirea fibrelor extreme ale curelei față de fibra medie, considerată nedeformabilă.

Din figura 11.16 rezultă pentru elementul de curea definit prin unghiul $d\alpha$:

$$\Delta L = \left(\frac{D}{2} + \delta\right) d\alpha - \left(\frac{D}{2} + \frac{\delta}{2}\right) d\alpha = \frac{\delta}{2} d\alpha. \tag{11.19}$$

Lungirea specifică este

$$\varepsilon = \frac{\Delta L}{L} = \frac{\delta\, d\alpha}{2\left(\frac{D+\delta}{2}\right) d\alpha} = \frac{\delta}{D+\delta} \cong \frac{\delta}{D}. \tag{11.20}$$

Efortul unitar de încovoiere este

$$\sigma_i = E\varepsilon = E\frac{\delta}{D}, \tag{11.21}$$

unde E este modulul de elasticitate al materialului curelei. Efortul unitar total din curea se va calcula cu relațiile :

— în ramura trasă :

$$\sigma_{tot\,1} = \sigma_{t1} + \sigma_i = \frac{F_1}{b\,\delta} + E\frac{\delta}{D}; \tag{11.22}$$

— în ramura motoare :

$$\sigma_{tot\,2} = \sigma_{t2} + \sigma_i = \frac{F_2}{b\,\delta} + E\frac{\delta}{D}, \tag{11.23}$$

sau

$$\sigma_{tot\,1} = \frac{F_u}{b\,\delta} \cdot \frac{1}{e^{\mu\beta} - 1} + \frac{F_c}{b\,\delta} + E\frac{\delta}{D} = \frac{\sigma_u}{e^{\mu\beta} - 1} + \frac{\gamma V^2}{10\,g} + E\frac{\delta}{D}; \tag{11.24}$$

$$\sigma_{tot\,2} = \frac{F_u}{b\,\delta} \cdot \frac{e^{\mu\beta}}{e^{\mu\beta} - 1} + \frac{F_c}{b\,\delta} + E\frac{\delta}{D} = \sigma_u \cdot \frac{e^{\mu\beta}}{e^{\mu\beta} + 1} + \frac{\gamma V^2}{10\,g} + E\frac{\delta}{D} \leqslant \sigma_{at}. \tag{11.25}$$

În relațiile (11.24) și (11.25), $\sigma_{tot\,1}$ și $\sigma_{tot\,2}$ se obțin în daN/cm².

S-a făcut notația $\sigma_u = \frac{F_u}{b\,\delta}$ pentru efortul unitar util.

Din relația (11.25) rezultă

$$\sigma_u = \frac{e^{\beta\mu} - 1}{e^{\mu\beta}}\left(\sigma_{at} - \frac{\gamma V^2}{10\,g} - E\frac{\delta}{D}\right), \tag{11.26}$$

Scanned with OKEN Scanner

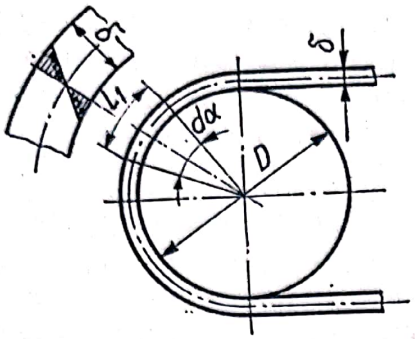


Fig. 11.16. Determinarea eforturului unitar de încovoiere din curea.

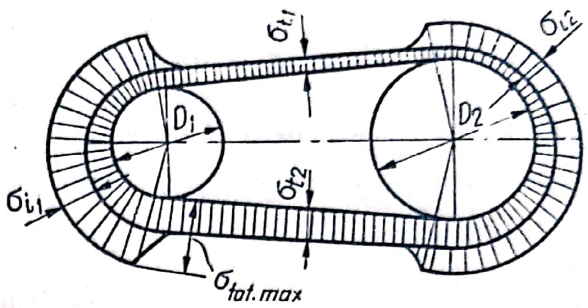


Fig. 11.17. Diagrama de repartiție a eforturilor unitare din curea.

sau, notînd $e^{\mu\beta} = m$:

$$\sigma_u = \frac{m-1}{m}\left(\sigma_{at} - \frac{\gamma v^2}{10\,g} - E\frac{\delta}{D}\right). \qquad (11.27)$$

Repartizarea eforturilor unitare de-a lungul curelei se prezintă ca în figura 11.17 [83].

11.6. ALUNECAREA CURELEI PE ROȚI. CURBELE DE ALUNECARE

Forța de întindere din curea variază de-a lungul curelei, de la F_1 în ramura pasivă, la F_2, mai mare, în ramura motoare. Acestor forțe le corespund deformații mai mari în ramura motoare și mai mici în ramura trasă. Pe porțiunea de înfășurare a curelei pe roata motoare, ca urmare a scăderii forței de la F_2 la F_1 și deformația curelei se va micșora. Astfel, datorită acestor deformații (scurtări, respectiv lungiri) ale curelei în timpul înfășurării ei pe roțile de curea, se va produce o alunecare între curea și roată. Deoarece acest gen de alunecare este cauzată de deformația elastică a curelei, se va numi alunecare elastică și este un fenomen ce nu poate fi evitat la transmisiile prin curele. Alunecarea elastică are loc numai pe o porțiune a suprafeței de contact, în care starea de efort din curea variază exponențial. Unghiul corespunzător zonei de alunecare elastică se numește unghi de alunecare β_a, iar unghiul β_r se numește unghi de repaus sau de contact aderent și este situat în zona în care începe înfășurarea curelei pe roată. Pe arcul corespunzător unghiului β_r nu are loc alunecare elastică ; starea de efort din curea este invariabilă (fig. 11.18), iar punctele de pe curea au aceeași viteză ca și roata.

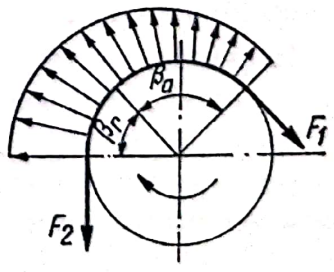


Fig. 11.18. Stabilirea unghiurilor de repaus respectiv de alunecare.

Scanned with OKEN Scanner

Pe roata conducătoare se va produce o alunecare a curelei pe arcul β_a, cureaua rămînînd în urma roții, părăsind roata motoare cu viteza $V_2 < V_1$. În timpul înfășurării curelei pe roata condusă, pe porțiunea inactivă va avea viteza V_2 pe care o imprimă roții iar pe porțiunea de alunecare (arcul activ), alungirea curelei crește, astfel va apare o alunecare înainte, față de roată, părăsind-o cu viteza V_1.

Alunecarea elastică poate fi exprimată prin coeficientul de alunecare elastică [56, 83]:

$$\xi = \frac{V_1 - V_2}{V_1} = \frac{V_{al}}{V_1}, \tag{11.28}$$

care poate avea valorile: $\xi = 0{,}015$ — curele late din piele;
$\xi = 0{,}01$ — curele textile cauciucate;
$\xi = 0{,}02$ — curele trapezoidale.

Ținînd seama de alunecarea elastică, relația (11.1) se scrie cu luarea în considerare a relației (11.28):

$$V_2 = V_1(1 - \xi);$$
$$D_2 n_2 = (1 - \xi) D_1 n_1, \tag{11.29}$$

de unde

$$D_2 = (1 - \xi) i_{12} D_1 \text{ și } i_{12} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{D_2}{D_1} \cdot \frac{1}{(1 - \xi)}. \tag{11.30}$$

Relația (11.30) exprimă diametrul roții conduse, calculat astfel ca să fie menținut un raport de transmitere constant i_{12}.

Mărimea arcului activ β_a depinde de mărimea forței utile F_u. La mărirea forței F_u, menținînd aceeași întindere inițială, arcul activ va crește, încît la un moment dat $\beta_a = \beta$ ceea ce înseamnă că se utilizează întreaga capacitate portantă a curelei, forța F_u transmisă avînd valoarea optimă. Mărind în continuare forța F_u va apare fenomenul de patinare a curelei pe roți.

În mod experimental s-au stabilit dependențe de forma celor din figura 11.19, între coeficientul de alunecare elastică $\xi[\%]$ și coeficientul φ numit de tracțiune.

Coeficientul de tracțiune φ reprezintă raportul dintre forța utilă și forța de pretensionare a curelei $2F_0$:

$$\varphi = \frac{F_u}{2F_0} = \frac{F_2 - F_1}{F_1 + F_2} = \frac{e^{\mu\beta} - 1}{e^{\mu\beta} + 1}, \text{ sau } \varphi = \frac{F_u}{2F_0} = \frac{\sigma_u}{2\sigma_0}. \tag{11.31}$$

Scanned with OKEN Scanner

Curbele reprezentate în figura 11.19, $\xi = f(\varphi)$, se numesc curbe de alunecare a curelei, sau caracteristici de tracțiune.

La punctul $\varphi = 0$ transmisia merge în gol. Între 0 și φ_{opt}, forța periferică F_u crește pînă la valoarea optimă F_{u0} și cureaua are numai alunecare elastică — curba are un traseu liniar. Mărind în continuare F_u apare patinarea, coeficientul de alunecare elastică ξ crește brusc pînă la patinare totală. Curba randamentului η reprezentată în aceleași coordonate, indică o scădere bruscă a valorii η după depășirea punctului φ_{optim}, adică în zona patinării totale. Valoarea maximă a randamentului este $\eta = 0{,}95 \ldots 0{,}96$. Din analiza de mai sus reiese că o transmisie cu curea este exploatată optim în zona $\varphi = \varphi_{opt}$, sub această valoare lucrînd cu utilizare incompletă a curelei, iar peste această valoare cureaua fiind supraîncărcată.

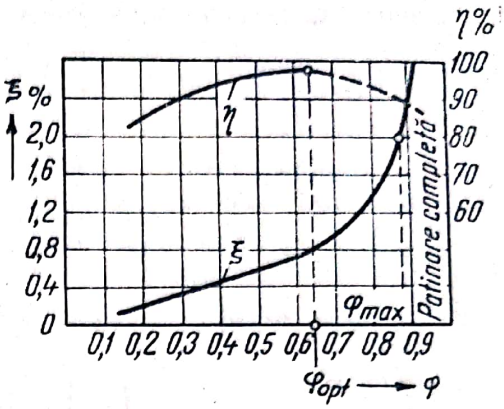


Fig. 11.19. Curbele de alunecare elastică a curelei.

Curbele de alunecare a curelei prezintă o importanță deosebită pentru dimensionarea curelei pe baza punctului optim de funcționare.

Valorile pentru φ_{opt} deduse din datele experimentale obținute pentru F_u și $2F_0$, sînt elemente de bază în calculul valorii σ_{u0}. În tabelul 11.4 se dau valori pentru $\varphi_{opt}(\sigma_{u0} = 2\varphi_{opt}\sigma_0)$.

Tabelul 11.4

Valori ale coeficientului de tracțiune [30]

Tipul curelei	φ_{opt}	$\varphi_{max}/\varphi_{opt}$	$^*\sigma_{u0}$ [daN/cm²]
Curele din piele	0,59	1,35—1,50	21
Curele din bumbac țesute	0,47	1,25—1,40	—
Curele din bumbac cusute	0,50	1,20—1,35	17,5
Curele cauciucate	0,62	1,15—1,30	20

* Valori deduse experimental pentru $\frac{\delta}{D} = \frac{1}{37}$.

11.7. METODE DE CALCUL AL TRANSMISIEI PRIN CURELE LATE

Există o varietate de metode de calcul al curelelor, dintre care se amintește metoda bazată pe rezistența la rupere, cea bazată pe curbele de alunecare, metoda de calcul la durabilitate și metodele tabelare. O analiză a acestor metode permite gruparea lor în două categorii: metode bazate pe tensiunea utilă și metode bazate pe rezistența admisibilă [56].

Tabelul 11.5

Elemente de calcul pentru transmisiile prin curele late

Nr. crt.	Etapa	Relaţia de calcul	Observaţii
0	1	2	3
1	Calculul diametrului roţii mici de curea D_1	$D_1 = 1\,150 \ldots 1\,400 \sqrt[3]{\frac{P\,(\text{kW})}{n}}$ [mm	Alegerea diametrului se poate face şi după nomograma din figura 11.20.
2	Viteza curelei	$V_1 = \frac{\pi D_1 n_1}{60}$; $V_1 \leqslant V_{admis}$	V_{admis} — tabelul 11.3
3	Alegerea raportului $\left(\frac{\delta}{D_1}\right)$ şi stabilirea grosimii curelei	$\left(\frac{\delta}{D_1}\right)_a = \frac{1}{30} \ldots \frac{1}{20}$; $\delta = D_1 \left(\frac{\delta}{D_1}\right)_a$	
4	Diametrul D_2 al roţii conduse	$D_2 = (1 - \xi)\, D_1\, i_{12}$	ξ se alege iniţial. Figura 11.21 permite calculul grafic al diametrului D_2
5	Calculul unghiurilor β_1 şi β_2	Relaţiile din tabelul 11.2	
6	Alegerea distanţei axiale A	$A_{opt} > 2\,(D_1 + D_2)$, curele late; $A_{opt} = 0{,}75\,(D_1 + D_2) \ldots 2\,(D_1 + D_2)$, curele late compound	
7	Calculul lungimii curelei	Relaţiile din tabelul 11.2	
8	Calculul frecvenţei încoirilor f	$f = \frac{1000\, V\, X}{L} \left[\frac{1}{s}\right]$; X — numărul de roţi pe care se înfăşoară cureaua; $f < f_{max}$	f_{max} — tabelul 11.3
9	Calculul forţei utile F_u	$F_u = \frac{100\, P\,[\text{kW}]}{V}$ [daN]	
10	Calculul secţiunii curelei	$A_c = \frac{F_u K_d}{\sigma_{ua}}$, sau $b = \frac{F_u K_d}{\sigma_{ua}\, \delta}$	σ_{ua} — după indicaţiile de la pct. 11.8. K_d — coeficientul dinamic indicat în tabelul 11.6.
11	Calculul forţei de întindere iniţială F_0 şi al apăsării pe arbori T_a	$F_0 = \frac{F_1 + F_2}{2}$; $T_a = \sqrt{F_1^2 + F_2^2 - 2F_1F_2\cos\beta_1}$, din figura 11.22; Pentru $\beta_1 = 180°$ şi $\mu = 0{,}26$ $e^{\mu\beta} = 2$. $T_a \cong F_1 + F_2 = 3\,F_u$; $T_a = 2F_0\, K_1 \cos\gamma$; $K_1 = \sqrt{1 + \psi^2\, \text{tg}^2\,\gamma}$	K_1 — tabelul 11.7
12	Verificarea durabilităţii curelei la oboseală	— Conform indicaţiilor de la punctul 11.10	

Scanned with OKEN Scanner

În tema de proiect se precizează ca date inițiale : puterea de transmis P [kW], turațiile n_1 și n_2 [rot/min], sau n_1 și i_{12}.

Succesiunea de calcul cuprinde etapele comune celor două grupe de metode la calculul secțiunii curelei, după tabelul 11.5

Tabelul 11.6

Coeficientul dinamic K_d la acționările prin curele [56]

a. Curele din piele, textile și cauciucate *

Mașina acționată	K_d
Mașini de lucru fără șocuri cu caracteristica de putere stabilă	1,0—1,1
Pompe centrifuge, exhaustoare, centrifuge	1,1—1,2
Polizoare, mașini de frezat, strunguri, benzi transportoare, funiculare	1,2—1,25
Mașini de găurit, mori pentru cereale, strunguri, mașini frigorifice	1,25—1,35
Acționări în grup, strunguri mari, mașini pentru prelucrarea lemnului, mașini textile	1,35—1,45
Raboteze, prese, compresoare cu piston, prese cu volant, mașini de trefilat, prese cu melc, mori cu tăvălug, mori de ciment, gatere, laminoare ușoare	1,45—1,55
Războaie de țesut, mori cu bile, ciocane pneumatice, concasoare	155,—2,0
Laminoare grele, mașini cu grad de neuniformitate ridicat	2,0—2,5

* După G. Niemann

b. Curele compound **

Supraîncărcarea de scurtă durată a mașinii de lucru, %	50	100	150	200
K_d	1,2	1,4	1,6	1,8

** Date extrase din cataloagele firmei Sieglingriemen-Hanovra, R. F. a Germaniei

Scanned with OKEN Scanner

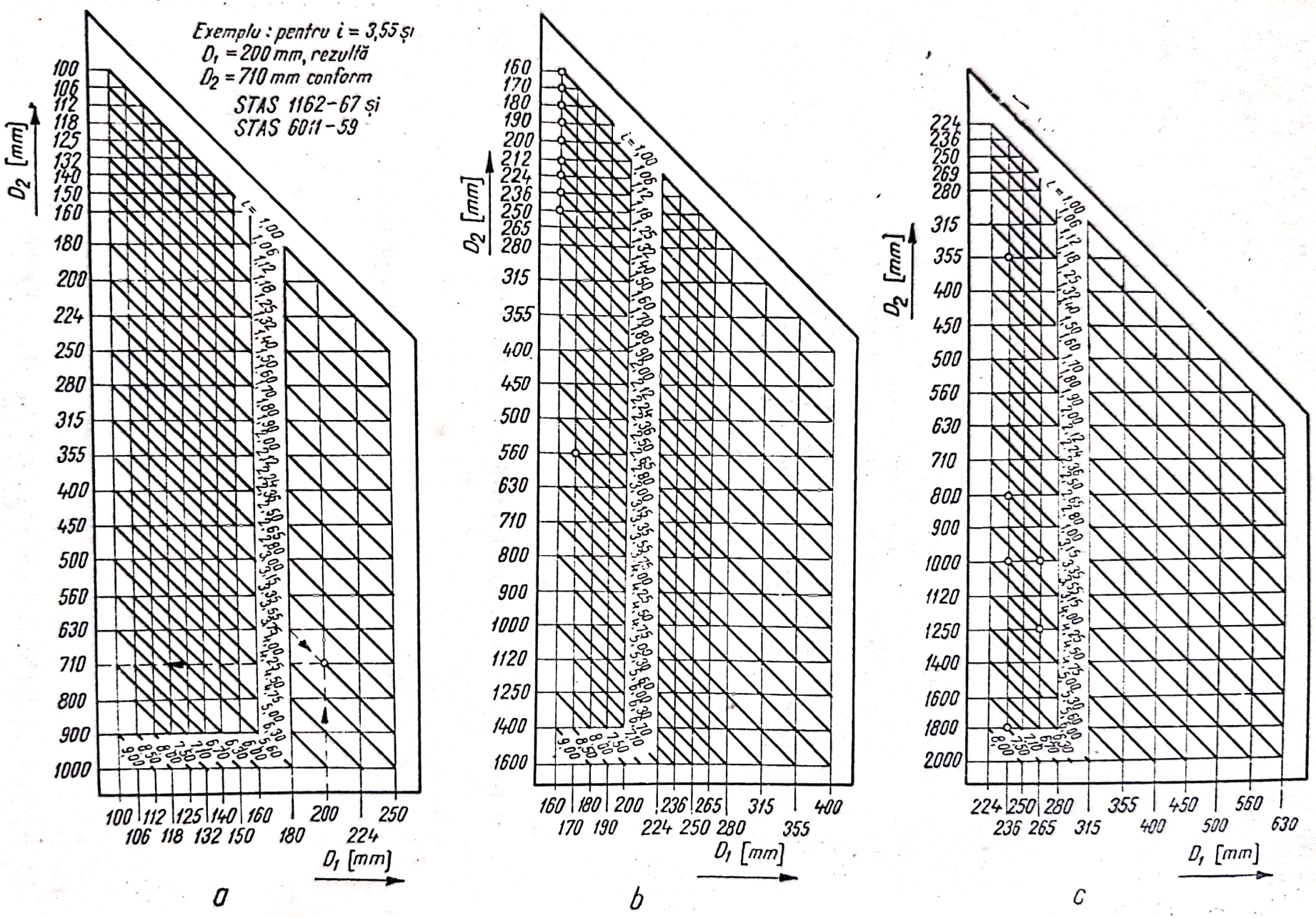


Fig. 11.21. Nomograma de calcul a diametrului D_2, după [56].

Scanned with OKEN Scanner

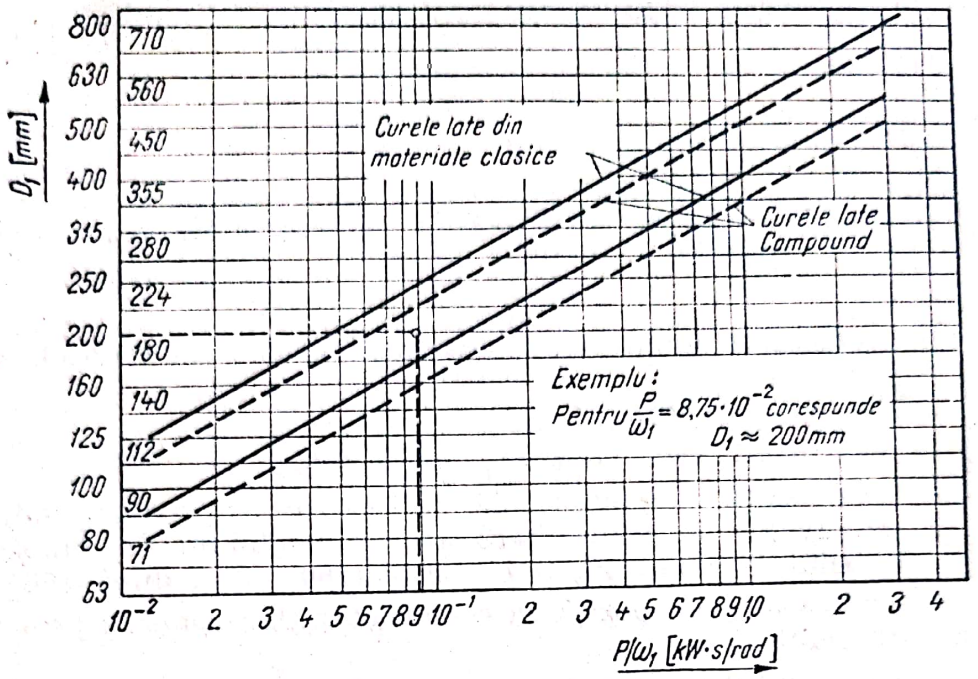


Fig. 11.20. Nomograma pentru calculul diametrului roții mici de curea, după [56].

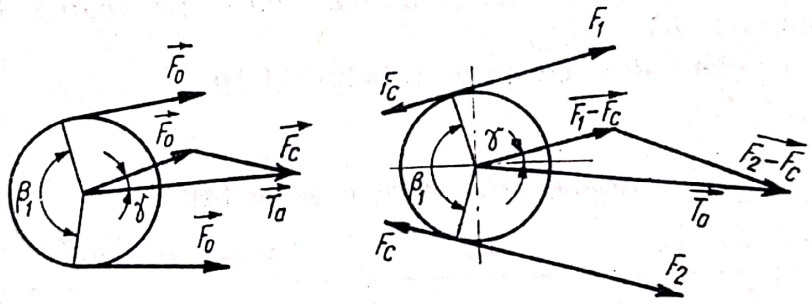


Fig. 11.22. Schema de calcul a forței de apăsare a curelei pe arbori.

11.8. DETERMINAREA REZISTENȚEI ADMISIBILE UTILE σ_{ua}

La baza calculului de dimensionare a curelei este valoarea rezistenței admisibile utile, determinată pe două căi: în funcție de rezistența de rupere a materialului, sau pe cale experimentală.

Metoda rezistenței admisibile [56]

$$\sigma_{ua} = \sigma_u K_\beta K_p K_t K_f = \sigma_u K_{tot}, \tag{11.32}$$

sau

$$\sigma_{ua} = \frac{m-1}{m}\left[\sigma_{at} - \frac{\gamma V^2}{10\,g} - E\,\frac{\delta}{D}\right] K_{tot} = \frac{2\varphi}{\varphi+1}\left[\sigma_{at} - \frac{\gamma r^2}{10\,g} - E\,\frac{\delta}{D}\right] K_{tot};$$

$$m = e^{\mu\beta}. \tag{11.33}$$

Scanned with OKEN Scanner

Pentru punctul optim de funcţionare a transmisiei cu curele,

$$\varphi = \varphi_{opt}$$

şi relaţia (11.33) va avea aspectul :

$$\sigma_{u0} = \frac{2\varphi_{opt}}{\varphi_{opt} + 1}\left[\sigma_{at} - \frac{\gamma v^2}{10\,g} - E\frac{\delta}{D}\right] \text{ şi } \sigma_{u0a} = K_{tot}\,\sigma_{u0}, \qquad (11.34)$$

unde :

σ_{at} este rezistenţa admisibilă la întindere pentru materialul curelei (tabelul 11.3) ;

σ_{u0} — rezistenţa utilă optimă ;

σ_{u0a} — rezistenţa utilă optimă, admisibilă ;

K_β — coeficientul unghiului de înfăşurare (introduce influenţa raportului de transmitere asupra unghiului de înfăşurare), tabelul 11.9 sau $K_\beta = 1 - 0{,}003(180 - \beta_1)$, după [56] ;

K_p — coeficientul de poziţie şi construcţie a transmisiei prin curele (tabelul 11.8) ;

K_t — coeficientul ce ţine seama de modul de tensionare a curelei : pentru transmisii cu A variabil, tensionate permanent sau automat — $K_t = 1$; la tensionarea permanentă cu rolă de întindere, $K_t = 1{,}25$; la tensionare pe seama elasticităţii curelei, $K_t = 0{,}8$;

K_f — coeficient de frecvenţă (tabelul 11.10).

Tabelul 11.8

Valorile coeficientului de poziţie [30]

Aşezarea transmisiei	K_p	Aşezarea transmisiei	K_p
Orizontală	1,00	Înclinată la 60°	0,85
Înclinată la 30%	0,90	Verticală	0,8

La transmisiile cu ramuri semiîncrucişate sau încrucişate, K_p se reduce suplimentar cu 10%, respectiv 20%.

Metoda bazată pe rezistenţa admisibilă introduce eforturile unitare ce apar în porţiunea de curea motoare, dar întrucît rezistenţa admisibilă este determinată în funcţie de limita de rupere prin coeficientul de siguranţă ($c = 6{,}5 \ldots 13$), $\sigma_{at} = \frac{\sigma_r}{c}$, nu se ia în considerare durabilitatea la oboseală şi uzură a curelei. Din acest motiv metoda este recomandată în cazul materialelor noi de curea, pentru care nu sînt date experimentale privind durabilitatea. La această metodă s-a impus σ_{at}, deci σ_0 (efortul unitar iniţial) se va determina cu relaţia

$$\sigma_0 = \frac{1}{1 + \varphi}\left[\sigma_{at} - E\frac{\delta}{D} - \frac{\gamma V^2}{10\,g}\right] = \frac{\sigma_u}{2\varphi}. \qquad (11.35)$$

Scanned with OKEN Scanner

Tabelul 11.9

Coeficientul K_β al unghiului de înfășurare pentru transmisiile cu arbori paraleli și ramuri deschise

Unghiul de înfășurare *] β, grd		220	210	200	190	180	170	160	150	140	130	120	110	100	90	80	70
Coeficientul unghiului de înfășurare ** K_β	Curele trapezoidale clasice și înguste	—	—	—	—	1,0	0,98	0,95	0,92	0,89	0,86	0,82	0,78	0,74	0,69	0,63	0,58
	Curele late clasice	1,20	1,15	1,10	1,05	1,0	0,97	0,94	0,91	0,89	0,86	0,825	0,785	0,75	0,714	—	—
	Curele late compound	—	—	—	—	1,0	0,97	0,94	0,91	0,88	0,85	0,82	0,79	0,76	—	—	—

* Pentru valori intermediare ale unghiului de înfășurare se admit interpolări liniare.
** La transmisiile prin curele de arbori încrucișați $K_\beta = 1,0$.

Tabelul 11.10

Coeficientul de frecvență K_f

Timpul de funcționare [ore/24 ore]	$f_x/(f_x)max$							
	0,16	0,24	0,32	0,4	0,48	0,6	0,8	1,0
3—4	1,05	1,0	0,97	0,945	0,9	0,86	0,78	0,69
8—10	1,0	0,98	0,95	0,917	0,876	0,84	0,75	0,65
16—18	0,97	0,935	0,9	0,85	0,8	0,752	0,65	0,53
24	0,935	0,876	0,82	0,76	0,7	0,64	0,52	0,42

Scanned with OKEN Scanner

Întrucît coeficientul φ depinde de viteză prin intermediul coeficientului de frecare, la calculul lui se va introduce $\mu = f(V)$, determinat cu relaţiile din tabelul 11.11.

Tabelul 11.11

Relaţii de calcul pentru coeficientul de frecare la transmisiile prin curele [56]

Felul curelei	Materialul roţii	Relaţia de calcul	Observaţii
Curea lată din piele	Fontă sau oţel	$\mu = 0{,}22+0{,}6\ V_{al}$	
Curea lată din textile simple	Fontă sau oţel	$\mu = 0{,}30+0{,}6\ V_{al}$	
Curea lată din textile cauciucate	Fontă sau oţel	$\mu = 0{,}18+0{,}02\ V_{al}-4\cdot10^{-4}V_{al}^2$	
Curea trapezoidală din textile cauciucate	Fontă	$\mu = 0{,}3+0{,}2\ V_{al}$	
	Oţel	$\mu = 0{,}33+0{,}14\ V_{al}$	
	Silumin	$\mu = 0{,}29+0{,}14\ V_{al}$	
	Bachelită	$\mu = 0{,}42+0{,}5\ V_{al}$	

Notă: În toate relaţiile V_{al} este viteza de alunecare.

Procesul frecării la transmisiile cu element flexibil prezintă caracteristici distincte, atît sub aspectul fizic, cît şi analitic, al relaţiilor de calcul. Relaţiile prezentate în tabelul 11.11 au la bază o modelare statică a fenomenului de frecare şi permit să se evidenţieze următoarele concluzii [56]:

— la curelele late din piele, coeficientul de frecare variază cu viteza de alunecare şi presiunea de contact;

— la alte tipuri de construcţii ale curelelor, coeficientul de frecare se poate aprecia drept constant;

— materialul roţilor de curea influenţează valoarea coeficientului de frecare, ducînd la creşterea sa şi deci a portanţei curelei dacă se utilizează aliaje uşoare, în schimb scade durabilitatea curelei determinată de uzură.

Metoda capacităţii de tracţiune

Din curbele de alunecare ale curelei, se stabileşte punctul optim de funcţionare al transmisiei sub aspectul utilizării integrale a capacităţii de tracţiune. În acest punct, $\varphi = \varphi_{opt}$;

$$\xi = \xi_{opt};\ \eta = \eta_{max}.$$

Rezistenţa utilă admisibilă σ_{ua} va fi în acest caz [56]

$$\sigma_{ua} = K_{tot}\,\sigma_{u0} = 2K_{tot}\,\varphi_{opt}\,\sigma_0, \tag{11.36}$$

unde σ_{u0} este rezistenţa utilă optimă (tabelul 11.4).

Scanned with OKEN Scanner

Coeficientul de tracţiune φ_{opt} (tabelul 11.4) s-a stabilit în condiţiile de experimentare standard ($\sigma_0 = 18$ daN/cm^2; $V = 10$ m/s; $i = 1$; $\beta_1 = 180°$; $K_d = 1$). Pentru condiţii reale de lucru ale unei transmisii,

$$K_{tot} = K_p K_\beta K_t K_V, \tag{11.37}$$

unde K_p, K_β, K_t au aceleaşi semnificaţii ca în cazul metodei precedente şi valori date în tabelele 11.8 şi 11.9. Coeficientul de viteză K_V este dat în tabelul 11.12 şi ia în considerare faptul că transmisia reală lucrează la altă viteză decît cea standard. Coeficientul K_V se poate determina şi cu relaţia $K_V = 1{,}04 - 0{,}0004\ V^2$, pentru $V \leqslant 30$ m/s.

Tabelul 11.12

Coeficientul de viteză K_V

V[m/s]	1	5	10	15	20	25	30
K_V	1,04	1,03	1,00	0,95	0,88	0,79	0,68

Metoda de calcul bazată pe curbele de alunecare şi randament se recomandă numai la transmisii lente ($V < 25$ m/s), cu curele late din piele şi ţesături.

11.9. TRANSMISII PRIN CURELE TRAPEZOIDALE

11.9.1. Generalităţi

Transmisiile prin curele trapezoidale asigură transmiterea mişcării de rotaţie între doi arbori cu un raport de transmitere mare, chiar şi în cazul în care distanţa dintre arbori este mică. La transmisiile cu curea trapezoidală, feţele de lucru sînt flancurile laterale ale secţiunii curelei, portanţa este mai mare şi încărcarea pe lagărele arborilor este mai mică faţă de transmisiile similare cu curele late, deoarece aderenţa la roţi este mai bună cu un coeficient de frecare mai mare. Curelele trapezoidale au o durabilitate mai scăzută decît cele late, ca urmare a raportului $\frac{h}{D}$ mult mai mare decît la curele late.

La transmiterea mişcării între doi arbori se pot folosi una sau mai multe curele şi de asemenea, o curea poate fi folosită la antrenarea mai multor arbori. Se întîlnesc şi transmisii semiîncrucişate sau încrucişate.

La transmisiile semiîncrucişate şi încrucişate este necesar a se prevedea distanţe mari între arbori. Distanţa minimă trebuie să fie $A_{min} = 5(D_{p2} + B)$; D_{p2} este diametrul primitiv al roţii mari de curea şi B lăţimea roţilor de curea.

În cazul transmisiilor semiîncrucişate şi încrucişate se recomandă folosirea roţilor de curea cu profilul adîncit.

Secţiunea curelelor trapezoidale este standardizată în STAS 1164-71, pentru curele clasice şi în STAS 7192-65 pentru curele trapezoidale înguste. Sînt normalizate 7 tipuri de curele trapezoidale clasice (notate

Scanned with OKEN Scanner

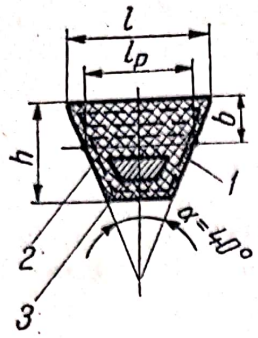


Fig. 11.23. Profilul curelelor trapezoidale.

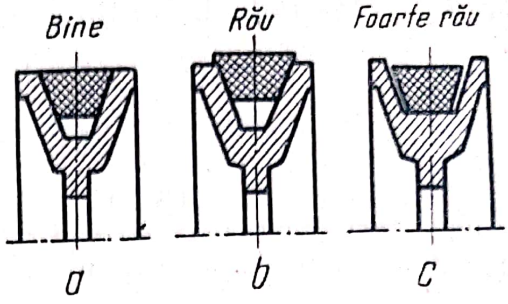


Fig. 11.24. Montajul curelelor trapezoidale în canalele roții.

Y, Z, A, ... E) și 5 tipuri de curele înguste (SPZ, 16 ×15, SPA, SPB, SPC). Materialul utilizat este cauciucul cu inserție textilă. Cureaua trapezoidală cuprinde în secțiunea sa un înveliș din țesătură de bumbac cauciucat *1*, fire de cord, miezul din fire de cord, învelit în cauciuc, *2* și un strat de cauciuc *3* (fig. 11.23).

Dimensiunea caracteristică a curelelor este lățimea primitivă l_p (fig. 11.23). Prin l_p se înțelege lățimea profilului curelei în dreptul fibrelor primitive care nu se comprimă și nu se întind în timpul funcționării curelei.

Tabelul 11.13

Dimensiunile secțiunii curelelor

	Tipul curelei înguste					Tipul curelei clasice						
	16×15	SPZ	SPA	SPB	SPC	Y	Z	A	B	C	D	E
Lățimea primitivă l_p	16	8,5	11	14	19	5,3	8,5	11	14	19	29	32
Înălțimea h	15	8	10	13	18	4	6	8	11	14	19	25

Așezarea corectă a curelei în canalele roții se face ca în figura 11.24, *a*, evitîndu-se situațiile din figurile 11.24, *b* și *c*.

În tabelul 11.13 se indică dimensiunile secțiunii curelelor după STAS 1164-71 și 7192-65.

11.9.2 Considerații teoretice

Ca urmare a formei trapezoidale a secțiunii curelei intervine efectul de pană care contribuie la creșterea apreciabilă a frecării și deci a portanței transmisiei prin curele trapezoidale (fig. 11.25):

$$dF_u = 2\mu dN_1 = \frac{2\mu dN}{2\sin\frac{\alpha}{2}} = \mu' dN, \text{ unde } \mu' = \frac{\mu}{\sin\frac{\alpha}{2}}.$$

Scanned with OKEN Scanner

Forţa periferică creşte cu scăderea unghiului α. Pentru a evita înţepenirea curelei în canalul roţii la scăderea unghiului $\frac{\alpha}{2}$, se recomandă ca $\alpha \geqslant 34°$.

La transmisiile cu curele trapezoidale se pot aplica relaţiile de la punctul 11.5, cu precizarea că exponentul $\mu\beta$ se corectează cu un coeficient K_0, care introduce efectul grosimii mai mari a curelei comparativ cu lăţimea: $K_0 = 3 \ldots 4$ şi variază în funcţie de tipul curelei şi diametrul roţii.

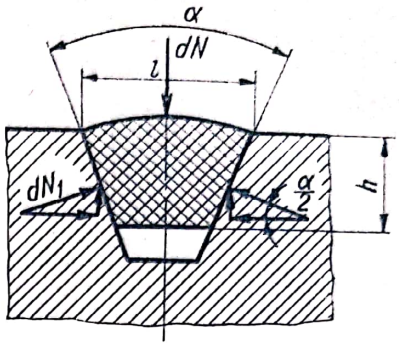


Fig. 11.25. Schema de calcul la transmisiile prin curea trapezoidală.

Astfel, expresia $e^{\mu K_0 \beta}$ poate atinge valori foarte mari şi raportul $\frac{e^{\mu K_0 \beta} - 1}{e^{\mu K_0 \beta}} \cong 1$.

Pe baza acestor observaţii şi a relaţiilor stabilite la paragraful 11.5 se pot stabili următoarele concluzii: forţa din ramura activă $F_2 \cong F_u$; forţa din ramura pasivă $F_1 \cong 0{,}1\, F_u$; coeficientul de tracţiune $\varphi \cong 1$; forţa de întindere iniţială $F_0 \cong 0{,}6\, F_u$ iar apăsarea pe arbori $T_a = (1{,}5 \ldots 2)\, F_u$; efortul unitar util $\sigma_u \cong \sigma_{at} - \sigma_i - \sigma_c$, se consideră ca valoare aproximativă, deoarece în cazul curelelor trapezoidale nu se mai respectă legea lui Hooke, materialul fiind neomogen.

11.9.3 Calculul transmisiilor prin curele trapezoidale

Transmisiile prin curele trapezoidale se calculează pe baza prescripţiilor date în STAS 1163-71, care cuprind etapele din tabelul 11.14 dacă se cunoaşte puterea de transmis P_c, turaţia arborelui motor n_1 şi turaţia arborelui condus n_2.

11.10. ASPECTE ALE CALCULULUI DE DURABILITATE AL CURELELOR

Ca urmare a solicitării variabile la care este supusă (fig. 11.27), cureaua are o durabilitate limitată. Nu există suficiente date în acest sens pentru toate tipurile de curea.

Încercările experimentale arată că şi la curele se obţine o curbă de tip Wöhler dar cu specificul că nu prezintă o ramură asimptotică, ceea ce face să nu se poată vorbi de o limită de oboseală propriu-zisă ci doar de o durabilitate corespunzătoare unui număr de cicluri [55, 56, 51].

Curba Wöhler se poate exprima printr-o relaţie de tipul $\sigma^q N_c = \text{const.}$, unde q are valorile din tabelul 11.17.

Cunoscînd tensiunea limită σ_b pentru un număr de cicluri de bază N_b se scrie [56]

$$\sigma_b^q N_b = \sigma_{max}^q N_c. \tag{11.38}$$

Deci

$$N_c = N_b \left(\frac{\sigma_b}{\sigma_{max}}\right)^q \text{ cicluri}, \tag{11.39}$$

unde

$$\sigma_{max} = \sigma_{t2} + \sigma_i + \sigma_c = \sigma_0 + \frac{\sigma_u}{2} + \frac{\gamma V^2}{10\, g} + E\,\frac{\delta}{D}. \tag{11.40}$$

Tabelul 11.14

Formule de calcul pentru transmisii prin curele trapezoidale

Nr. crt.	Etapa	Relația de calcul	Observații
1	Alegerea profilului curelei din nomogramele STAS 1163-71	Se preferă alegerea profilelor înguste de curea	Fig. 11.26
2	Alegerea diametrului D_{p1} pentru roata motoare	STAS 1162-67	
3	Calculul diametrului roții mari de curea D_{p2}	$D_{p2} = i\, D_{p1}$	Se neglijează alunecarea elastică
4	Alegerea distanței axiale și calculul unghiului de înfășurare β_1 și β_2	$0{,}7\,(D_{p1} + D_{p2}) \leqslant A \leqslant 2\,(D_{p1} + D_{p2})$. Unghiurile β_1 și β_2 cu relațiile din tabelul 11.2	
5	Calculul lungimii curelei	Relațiile din tabelul 11.2. Se alege apoi lungimea L_p, normalizată în STAS 1163-71 și 7192-65	
6	Viteza periferică a curelei	$V = \frac{\pi D_{p1} n_1}{60.1000}$ [m/s]; $V < 30$ m/s — curele trapezoidale clasice; $V < 40$ m/s — curele trapezoidale înguste	
7	Numărul de curele z_0	$z_0 = \frac{P_c C_f}{C_L C_\beta P_0}$; C_L — coeficient de lungime, tabelul 11.16; C_f — coeficient de funcționare, tabelul 11.15; $C_\beta = K\beta$ — coeficient de înfășurare, tabelul 11.9; $z < 8$ — (maximum 12) $z = \frac{z_0}{c_z}$	P_c — puterea de transmis [kW]; P_0 — puterea ce o transmite o curea [kW], STAS 1163-71 c_z — coeficientul numărului de curele STAS 1163-71
8	Verificarea frecvenței îndoirilor	$f = 10^3 \cdot \frac{VX}{L_p}$; $f \leqslant 40$ îndoiri/sec. V (m/s); L_p (mm)	X — numărul de roți de curea ale transmisiei
9	Determinarea forței utile	$F_u = \frac{100^1 P_c}{V}$; P_c (kW), V (m/s)	
10	Forța de întindere a curelei	$S_a = (1{,}5 \ldots 2)\, F_u$	
11	Determinarea reacțiunii pe arbori	$T_a = (1{,}5 \ldots 2)\, F_u$	
12	Parametrii constructivi pentru roțile de curea	STAS 1162-67 sau tabelul 11.18	

Scanned with OKEN Scanner

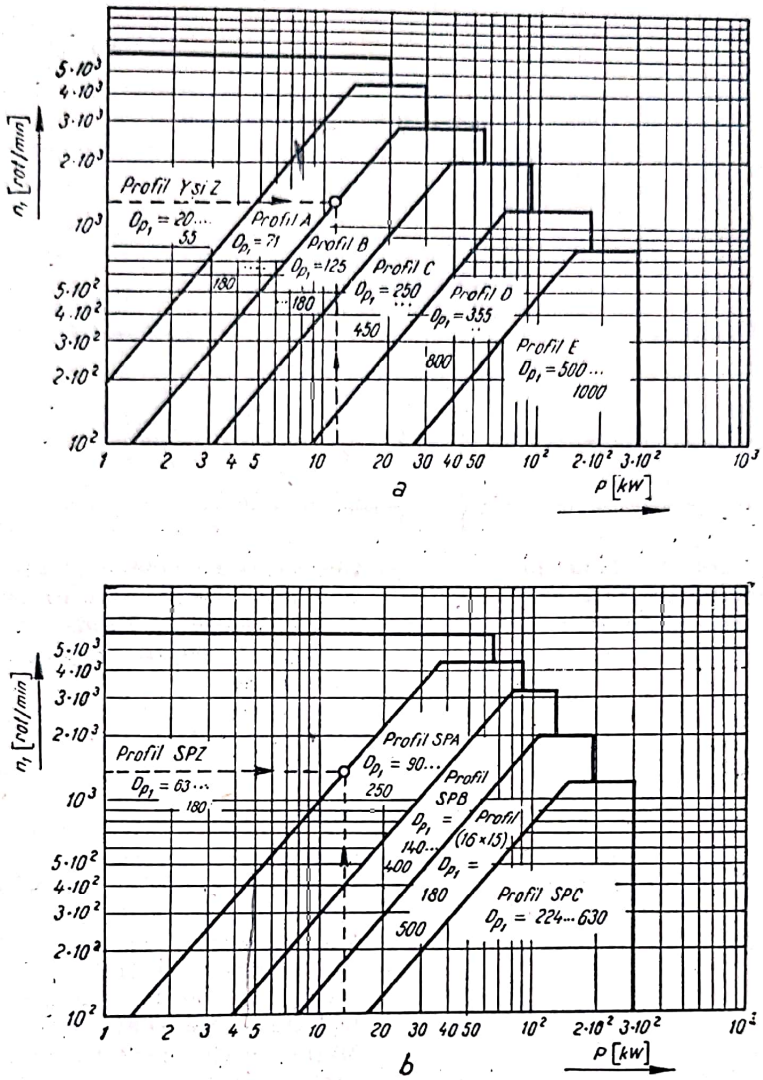


Fig. 11.26. *a, b* — Nomograme pentru alegerea tipului de curea trapezoidală.

Dacă frecvența îndoirilor curelei este f, numărul de cicluri $N = 3\,600\,fL_h$, durata de funcționare va fi

$$L_h = \frac{N_b}{3\,600\,f}\left(\frac{\sigma_b}{\sigma_{max}}\right)^q \text{ [ore]}. \qquad (11.41)$$

Pentru a lua în considerare faptul că tensiunile σ_{max} sînt diferite pe porțiunea de curea de pe roata mică și roata mare, se introduce un coeficient K_σ, care reduce pe σ_{max_2} la σ_{max_1} și care depinde de i_{12} :

$$K_\sigma = \frac{2}{1 + \left(\frac{\sigma_{max\,2}}{\sigma_{max\,1}}\right)^q}; \quad \text{practic } K_\sigma = 1 \ \ldots \ 2. \qquad (11.42)$$

Rezistența admisibilă va fi

$$\sigma_a = \sigma_b \left(\frac{K_\sigma K_r N_b}{3\,600\,L_h f}\right)^{\frac{1}{q}}, \qquad (11.43)$$

Scanned with OKEN Scanner

Felul încărcării și tipul mașinii acționate	
Felul încărcării	Tipul mașinii
Moment de pornire pînă la 120% din momentul nominal. Regim de lucru aproape constant	— Generatoare electrice ușoare — Pompe și compresoare centrifugale — Transportoare cu bandă — Strunguri, mașini de găurit și alezat — Ventilatoare — Separatoare — Site ușoare
Moment de pornire pînă la 150% din momentul nominal. Variații neînsemnate ale regimului de lucru	— Generatoare electrice — Pompe cu piston și compresoare cu 3 și mai mulți cilindri — Ventilatoare — Transportoare cu lanț, elevatoare — Mașini de frezat, strunguri revolver, ferăstraie disc pentru lemn, transmisii — Mașini pentru industriile: alimentară, textilă și hîrtie — Site grele, cuptoare rotative
Moment de pornire pînă la 200% din momentul nominal. Variații însemnate ale regimului de lucru.	— Pompe cu piston, compresoare cu 1 sau 2 cilindri — Ventilatoare grele, transportoare elicoidale și cu cupe — Dezintegratoare — Mașini de rabotat, mortezat și polizat — Prese cu șurub și cu excentric, cu volant relativ greu — Mașini de țesut și egrenat bumbac
Moment de pornire pînă la 300% din momentul nominal. Regim de lucru alternativ și șocuri	— Mașini de ridicat, excavat și dragat — Prese cu șurub și cu excentric, cu volant relativ ușor — Foarfeci mecanice, ciocane pneumatice — Mori cu bile, cu pietre, cu valțuri — Concasoare, malaxoare

Scanned with OKEN Scanner

Tabelul 11.15

de regim de lucru C_f

Tipul mașinii de actionare a transmisiei								
–Motor de curent alternativ monofazat sau trifazat, cu pornire prin autotransformator sau cu conectoare stea-triunghi –Motor de c.c. în paralel (șchunt) –Motor cu ardere internă, cu 4 sau mai multi cilindri –Turbina cu $n < 600$ rot/min			–Motor de curent alternativ cu moment de pornire ridicat –Motor de c.c. compound –Mașini cu abur sau motor cu ardere internă, cu 2 sau 3 cilindri			–Motor de curent alternativ cu rotorul în scurt-circuit, cu pornire directă sau cu dublă colivie de veveriță –Motor de c.c. tip serie –Motor cu ardere internă, cu un cilindru		
Numărul de ore de lucru al transmisiei, din 24 ore.								
până la 8	8...16	peste 16	până la 8	8...16	peste 16	până la 8	8...16	peste 16
c_f								
1,0	1,1	1,4	1,1	1,2	1,5	1,2	1,4	1,6
1,1	1,2	1,5	1,2	1,4	1,6	1,3	1,5	1,7
1,2	1,3	1,6	1,3	1,5	1,7	1,4	1,6	1,9
1,3	1,5	1,7	1,4	1,6	1,8	1,5	1,7	2,0

Scanned with OKEN Scanner

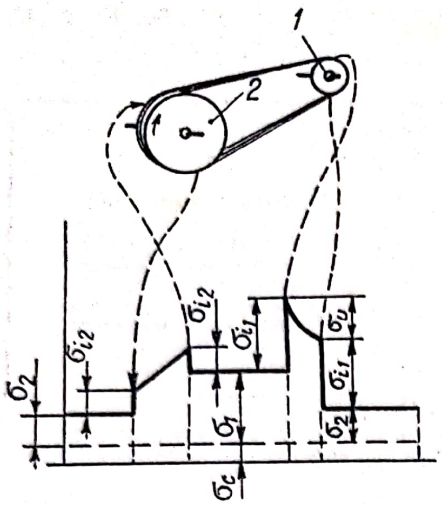


Fig. 11.27. Schema de încărcare la oboseală pentru calculul transmisiilor prin curea.

iar durabilitatea exprimată în ore de funcţionare,

$$L_h = \frac{N_b}{3\,600\,f}\left(\frac{\sigma_b}{\sigma_{max}}\right)^q K_\sigma K_r, \qquad (11.44)$$

unde K_r este coeficientul regimului de lucru
$K_r = 1{,}8$ pentru curele late;
$K_r = 2{,}1$ pentru curele trapezoidale.

Relaţia 11.43 serveşte la calculul lăţimii curelelor pe baza durabilităţii, utilizînd valoarea σ_{ua} din expresia

$$\sigma_{ua} = \frac{2\varphi_{opt}}{1+\varphi_{opt}}\left[\sigma_b\left(\frac{N_b K_\sigma K_r}{3\,600 L_h f}\right)^{\frac{1}{q}} - \frac{\gamma_V^2}{10\,g} - E\frac{\delta}{D}\right]. \qquad (11.45)$$

Un exemplu de calcul pentru transmisiile prin curele trapezoidale se prezintă în tabelul 11.18.

Tabelul 11.16

Coeficientul de lungime C_L

Lungimea primitivă a curelei L_p (mm)	Coeficientul de lungime C_L la profilul (tipul) curelei											
	Y	Z	A	B	C	D	E	SPZ	SPA	SPB	16×15	SPC
400	1,06	0,79										
450	1,08	0,80										
500	1,11	0,81										
560	1,14	0,82	0,80									
630		0,84	0,81					0,82				
710		0,86	0,82					0,84				
800		0,90	0,85	0,78				0,86	0,81			
900		0,92	0,87	0,81				0,88	0,83			
1 000		0,94	0,89	0,84				0,90	0,85			
1 120		0,96	0,91	0,86				0,93	0,87			
1 250		0,98	0,93	0,88	0,78			0,94	0,89	0,82		
1 400		1,01	0,96	0,90	0,81			0,96	0,91	0,84		
1 600			0,99	0,93	0,84			1,00	0,93	0,86	0,85	
1 700			1,00	0,94	0,84			1,01	0,94	0,87	0,86	
1 800			1,01	0,95	0,85			1,01	0,95	0,88	0,87	
2 000			1,03	0,98	0,88			1,02	0,96	0,90	0,89	
2 240			1,06	1,00	0,91			1,05	0,98	0,92	0,91	0,83
2 500			1,09	1,03	0,93			1,07	1,00	0,94	0,93	0,86
2 800				1,05	0,95			1,09	1,02	0,96	0,94	0,88
3 150				1,07	0,97	0,86		1,11	1,04	0,98	0,96	0,90
3 550				1,10	0,98	0,89		1,13	1,06	1,00	0,97	0,92

Tabelul 11.17

Valorile coeficientului q

Tipodimensiunea	Tip inserţie	σ_b N/mm²	q
Profil B	Reţea bumbac	6... 8	6,5
Profil B	Reţea viscoză	7... 9	7,5
Profil 16×15	Şnur poliesteric	8...10	8
Profil C	Şnur viscoză	6... 8	6

Scanned with OKEN Scanner

Tabelul 11.18

Formular de calcul pentru transmisii prin curele trapezoidale

Date: $P = 8{,}5$ kW; $n_1 = 1\,500$ rot/min; $i_{12} = 1{,}5$		
Nr. crt.	**Mărimea calculată**	**Relaţia şi rezultatul numeric**
1	Alegerea profilului curelei	STAS 1163-71 — nomograma nr. 6; Se alege curea SPZ: $l_p = 8{,}5$ mm; $h = 8$ mm
2	Diametrul de calcul al roţii motoare	$D_{p1mtn} = 125$ mm; STAS 1163-71 şi STAS 1162-67
3	Diametrul de calcul al roţii conduse	$D_{p2} = i_{12} D_{p1} = 1{,}5 \cdot 1{,}25 = 187{,}5$ mm; $D_{p2} = 187$ mm
4	Viteza periferică a curelei	$V = \frac{\pi D_{p1} n_1}{60 \cdot 1\,000} = \frac{125 \cdot 1\,500}{60 \cdot 1\,000} = 9{,}85$ m/s
5	Distanţa axială	$0{,}75\ (D_{p1} + D_{p2}) < A < 2\ (D_{p1} + D_{p2})$; Se alege $A = 400$ mm
6	Unghiul dintre ramurile curelei	$\gamma = 2 \arcsin \frac{D_{p2} - D_{p1}}{2A} \cong 57 \frac{D_{p2} - D_{p1}}{A} = 57 \frac{186 - 125}{400} = 9°$
7	Unghiul de înfăşurare pe roţile de curea	$\beta_1 = 180° - \gamma = 180° - 9° = 171°$ $\beta_2 = 180° + \gamma = 180° + 9° = 189°$
8	Lungimea primitivă a curelei	$L_p = 2A + \pi D_{pm} + \frac{(D_{p2} - D_{p1})^2}{4A} = 2 \cdot 400 + \pi 155{,}5 + \frac{61^2}{4 \cdot 400} = 1\,291$ mm Se alege curea cu $L_p = 1400$ mm, STAS 1163-71
9	Recalcularea distanţei axiale	$A = 0{,}25 \left[L_p - \pi D_{pm} + \sqrt{(L_p - \pi D_{pm})^2 - 2 (D_{p2} - D_{p1})^2} \right]$; $A = 0{,}25 \left[1\,400 - \pi \cdot 155{,}5 + \sqrt{(1\,400 - 489)^2 - 2 \cdot 61^2} \right] = 440$ mm
10	Calculul numărului de curele	$z_0 = \frac{P C_f}{C_L C_\beta P_0} = \frac{8{,}5\ \ 1{,}1}{0{,}96 \cdot 0{,}98 \cdot 0{,}9 \cdot 3{,}6} = 2{,}8$; $C_L = 0{,}96$ — tab. 11.16; $C_\beta = 0{,}98$; $P_0 = 3{,}6$ kW; STAS 1163-71; $C_f = 1{,}1$ — tab. 11.15 $C_z = 0{,}95$; STAS 1163 — 71 $\quad z = \frac{z_0}{C_z} = \frac{2{,}8}{0{,}95} = 2{,}96 \cong 3$ curele
11	Frecvenţa încovoierilor	$f = 10^3 X \frac{V}{L_p} = 10^3 \cdot 2 \cdot \frac{9{,}85}{1\,400} = 14$, îndoiri/sec. $\leqslant 40$ îndoiri/sec
12	Forţa periferică	$F_u = \frac{100 P}{V} = \frac{100 \cdot 8{,}5}{9{,}85} = 86{,}4$ daN
13	Reacţiunea pe arbori	$T_a = 1{,}2\ F_u = 103$ daN
14	Cotele de modificare a distanţei axiale	$x \geqslant 0{,}03\ L_p$ — cota necesară întinderii curelei; $x = 0{,}03 \cdot 1\,291 = 38{,}73$ mm; $x = 45$ mm; $Y = 0{,}015\ L_p$; $Y = 20$ mm — cota necesară schimbării sau montării curelei

Scanned with OKEN Scanner

11.11. ROŢI DE TRANSMISIE PRIN CUREA

11.11.1. Condiţii generale

Roţile de curea trebuie să satisfacă următoarele condiţii : să fie uşoare, bine echilibrate, montate centric pe arbore, să asigure o aderenţă bună şi să nu uzeze cureaua.

Materialele utilizate pentru construcţia roţilor de curea sînt fonta turnată (pentru $V < 30$ m/s) oţelul, aluminiul, materialele plastice, lemnul sau cartonul presat.

Roţile de curea au forma constructivă determinată de tipul transmisiei. Se disting roţi pentru curea lată şi roţi pentru curea trapezoidală.

11.11.2. Roţi pentru curea lată

Părţile principale ale unei roţi de curea sînt : obada, discul (spiţele) şi butucul. Parametrii constructivi ai roţilor de curea executate din fontă (fig. 11.28) se determină cu relaţiile :

— diametrul butucului : $d_b = (1{,}8 \ldots 2)d$ (d este diametrul arborelui) ;

— lungimea butucului : $L_b = (1{,}5 \ \ldots \ 2)d$;

— grosimea obezii : $S_1 = 0{,}005\ D + 3$ mm (D este diametrul obezii roţii).

Pentru răcirea uniformă a piesei după turnare, pe partea interioară a obezii, în planul spiţelor, se prevede o nervură a cărei înălţime trebuie să fie : $e = S_1 + 0{,}02\ B$.

Spiţele se fac drepte, cu secţiune eliptică avînd axa mare a elipsei dispusă în planul obezii.

Numărul de spiţe :

$$i_b = \left(\frac{1}{5} \ldots \frac{1}{8}\right)\sqrt{D}\,; \quad D \text{ în mm.}$$

În locul de îmbinare a spiţei cu obada, secţiunea spiţei are $h_1 = 0{,}8\ h_s$ şi $a_1 = 0{,}8\ a_s$.

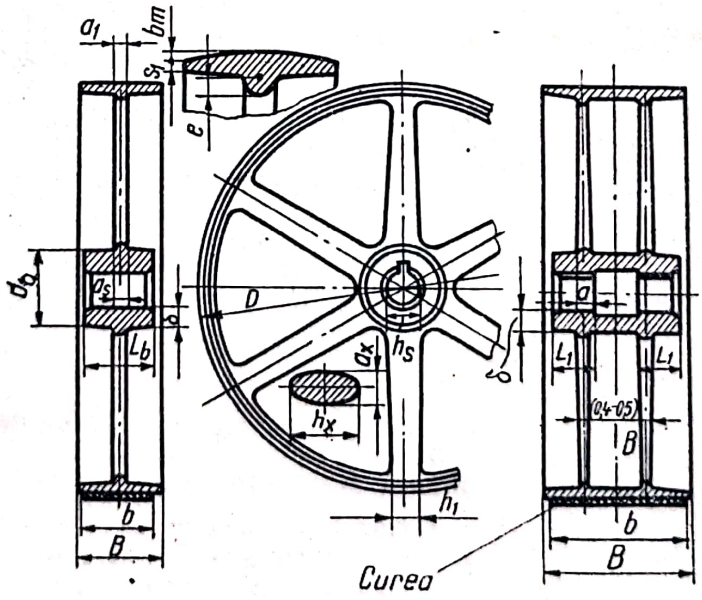


Fig. 11.28. Construcţia roţilor pentru curea lată.

Scanned with OKEN Scanner

Dacă lungimea spiţelor este sub 100 mm, în locul lor se prevede un disc.

Suprafaţa exterioară a obezii roţii de curea se face fie cilindrică, fie bombată; în ultimul caz, prin D se înţelege diametrul maxim al roţii. Bombarea roţii de curea are drept scop evitarea alunecării laterale a curelei de pe obadă.

Înălţimea secţiunii bombate a roţilor de curea se ia egală cu 1 ... ... 2,5 mm, în funcţie de lăţimea B a obezii.

La transmisiile deschise, cu una din roţi liberă; precum şi la transmisiile semiîncrucişate şi încrucişate, suprafaţa obezii ambelor roţi de curea trebuie să fie cilindrică. De asemenea şi suprafaţa obezii roţilor de întindere se face cilindrică.

Lăţimea obezii roţilor de curea se determină cu relaţia

$$B = 1{,}1\ b + (10 \ldots 15)\ \text{mm},$$

unde b este lăţimea curelei.

Pentru transmisii semiîncrucişate şi încrucişate, obezile se execută mai late:

$$B = (1{,}5\ \ldots\ 2)\ b.$$

În figura 11.29 se indică forme constructive ale roţilor de curea. Forma constructivă din figura 11.29, *a* se referă la roţi de curea cu lăţimea obezii mai mică sau cel mult egală cu 85 mm, cea din figura 11.29, *b*, pentru roţi la care $B > 80$ mm, iar cea din figura 11.29, *c*, pentru roţi la care $l_1 \cong 30$ mm.

Elementele componente ale roţii sînt supuse unor solicitări complexe. Obada este solicitată la tracţiune, provocată de forţele centrifuge proprii şi la încovoiere, ca rezultat al acţiunii braţelor şi datorită apăsării curelei pe roată.

Braţele (spiţele) sînt solicitate la: tracţiune, datorită forţelor centrifuge; încovoiere, dată de forţa F_u şi de acţiunea obezii cu moment de încastrare şi compresiune, datorită apăsării curelei.

Braţele se calculează la încovoierea dată de forţa F_u, considerînd că numai 1/3 din numărul lor participă la preluarea momentului încovoietor (fig. 11.30).

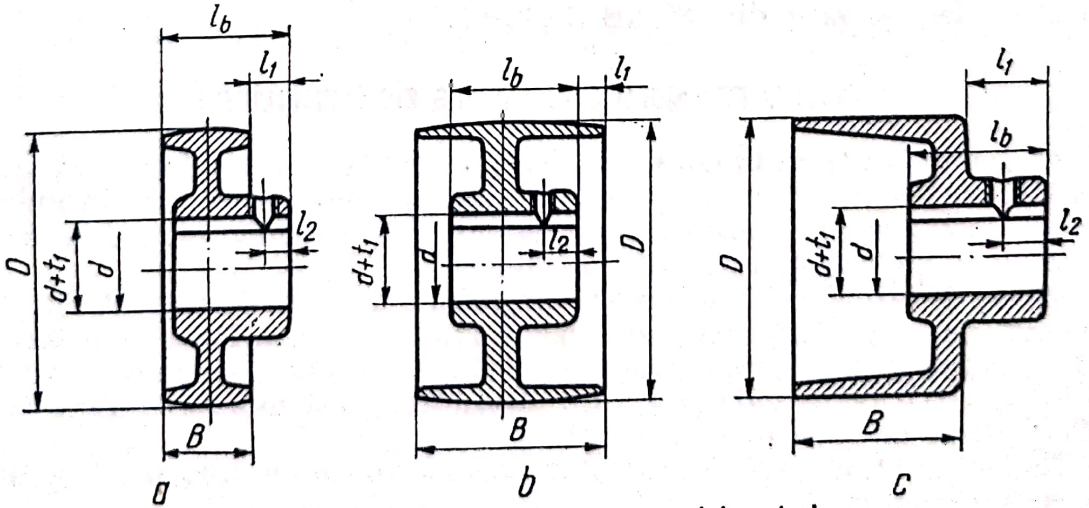


Fig. 11.29. Roţi de curea pentru maşini agricole.

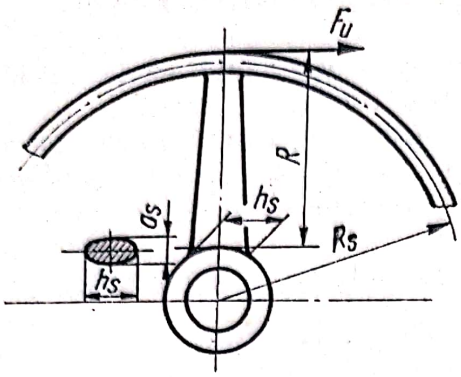


Fig. 11.30. Schema de calcul a roților de curea.

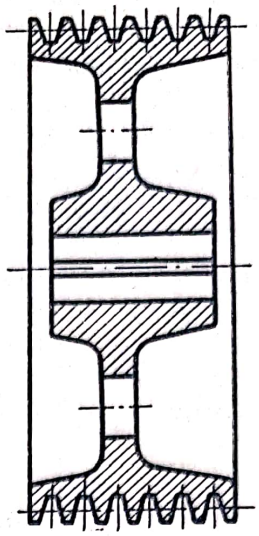


Fig. 11.31. Construcții de roți pentru curea, obținute prin turnare.

Secțiunea periculoasă este la îmbinarea spiței cu butucul:

$$F_u R = \frac{i_b}{3} W \sigma_i = \frac{i_b}{3} \frac{\pi a_s \cdot h_s^2}{32} \sigma_i. \qquad (11.46)$$

Din relația (11.46) se face verificarea efortului σ_i:

$$\sigma_i \leqslant \sigma_{ai}$$

11.11.3. Roți pentru curele trapezoidale

Forma și dimensiunile roților pentru curea trapezoidală sînt precizate în STAS 1162-67, în funcție de tipul curelei.

Roțile turnate se execută din fontă sau aliaje de aluminiu.

În figura 11.31 se indică forma constructivă a roților de curea turnate, iar în figura 11.32, tipuri constructive de roți de curea cu discuri ștanțate (dimensiuni pentru roți ștanțate se dau în tabelul 11.19).

Dimensiunile canalelor roților de curea trapezoidale, în funcție de tipul curelei, se aleg din STAS 1162-67.

11.12. TRANSMISII CU ROLE DE ÎNTINDERE

Pentru a compensa lungirea curelei trapezoidale în cazul cînd distanța dintre axele arborilor se menține constantă, se folosesc role de întindere, care se montează pe ramura antrenată. Se recomandă ca montarea ei să se facă pe partea inferioară a curelei.

Rolele de întindere se utilizează și pentru transmisii cu curele late cu rapoarte de transmitere mari și distanțe între axe mici. Rola se așează în apropierea roții mici pentru a mări unghiul de înfășurare. Diametrul rolei se alege $D_r = 0{,}8\ D_{min}$, unde D_{min} este diametrul roții mici. Distanța între rolă și roata mică se ia $a \geqslant 0{,}5\ D_{min}$.

În figura 11.33 este reprezentată o transmisie cu rolă de întindere cu contragreutate.

Scanned with OKEN Scanner

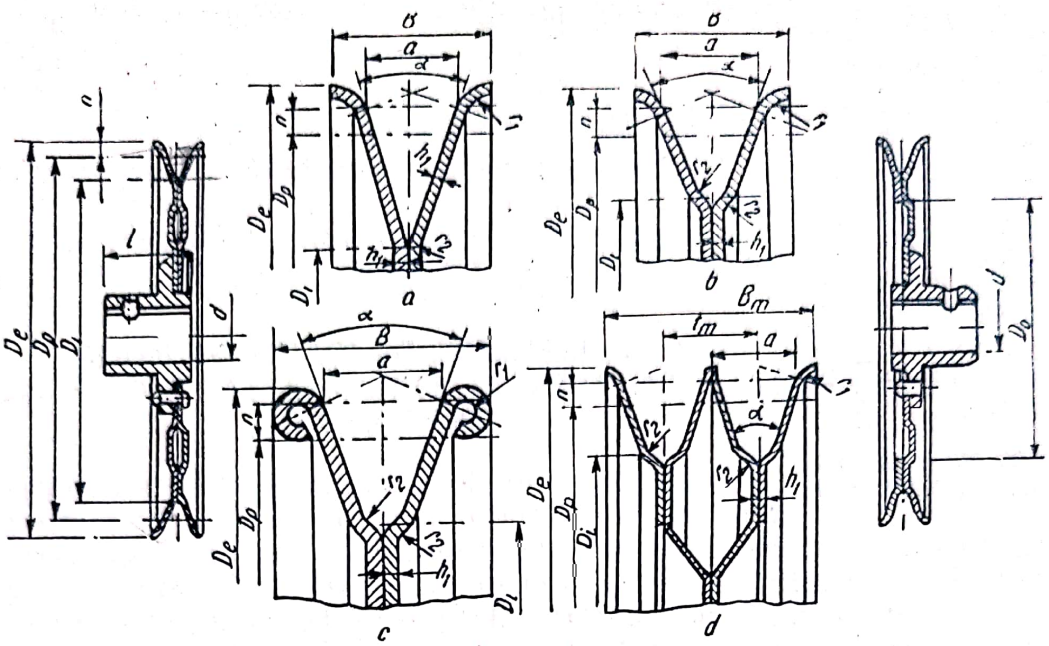


Fig. 11.32. Roți de curea trapezoidală obținute prin ștanțare.

Tabelul 11.19

Formule de calcul pentru roți de curea trapezoidală

Elementul calculat	Relația	Observații
Diametrul exterior D_e	$D_e = D_p + 2\left[\left(n + (r_1 + h_1)\left(1 - \sin\frac{\alpha}{2}\right)\right)\right]$;	Pentru $D_p \leqslant 315$ mm execuția din fig. 11.32, *a*, *b*
Diametrul interior D_i	$D_i = D_p + 2n - \frac{a}{\operatorname{tg}\frac{\alpha}{2}}$;	Idem
Lățimea B	$B = a + 2(r_1 + h_1)\cos\frac{\alpha}{2}$; h_1 — grosimea discului; r_1 — raza de racordare a marginii canalului	Idem
Diametrul exterior D_e	$D_e = D_p + 2(n + h_1)$;	Pentru $D_p > 315$ mm execuția din figura 11.32, *c*.
Lățimea B	$B = a + 2(r_1 + h_1)\left(1 + \cos\frac{\alpha}{2}\right)$	Idem
Lățimea B_m	Roți cu mai multe canale: $B_m = a + 2(r_1 + h_1)\cos\frac{\alpha}{2} + (a + 2h_1)(z - 1)$	Execuția din figura 11.32, *d*.

Mărimea contragreutății în funcție de tensiunea dorită în ramura condusă, se poate calcula pe baza echilibrului pîrghiei (fig. 11.33). Din compunerea forțelor F_1 se obține

$$Q_r = 2F_1 \cos\frac{\theta}{2}. \qquad (11.47)$$

Scanned with OKEN Scanner

Neglijînd greutăţile pîrghiilor se obţine

$$Q_r b = Gc \qquad (11.48)$$

Deci : $G = 2\frac{b}{c}\cos\frac{\theta}{2}F_1$.

Reglarea întinderii se poate obţine prin varierea braţului.

Lucrarea [56] prezintă detalii privitoare la calculul sistemului de tensionare a curelei.

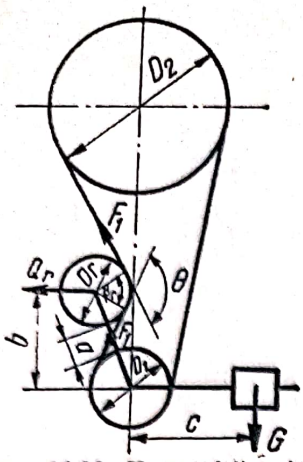


Fig. 11.33. Transmisii prin curele cu role de întindere.

11.13. ELEMENTE DE PROTECŢIA MUNCII LA MONTAREA ŞI EXPLOATAREA TRANSMISIILOR PRIN CURELE

Montarea şi exploatarea curelelor determină siguranţa în funcţionare a mecanismelor acţionate prin curele. Aşezarea corectă a curelei trapezoidale în canalul roţii este un element care determină direct durabilitatea şi randamentul curelei. Figura 11.24 reprezintă posibilităţile de a greşi la montajul curelei. La montarea curelelor cu capete lipite se va avea în vedere ca sensul de mişcare a curelei să fie astfel încît să nu ducă la desfacerea lipiturii. Se preferă ca la transmisiile cu curele late, orizontale, ramura superioară să fie trasă pentru a mări unghiul de înfăşurare.

Montarea şi demontarea curelelor trapezoidale se va face prin slăbirea întinderii curelelor, fiind interzisă utilizarea sculelor neindicate, atît la montare cît şi la demontare (fig. 11.34).

Este necesar a se verifica aliniamentul curelei trapezoidale (fig. 11.35, *a*) precum şi întinderea curelei. Se consideră suficient de întinsă o curea, atunci cînd lovind-o cu mîna la jumătatea distanţei dintre roţi mîna va avea un recul. Dacă reculul e prea slab, cureaua se va mai întinde. Controlul întinderii curelei se face după un timp de funcţionare a transmisiei. Dacă roţile sînt fierbinţi, înseamnă că a existat patinarea curelei şi în consecinţă se va proceda la întinderea ei. Transmisiile prin curele se protejează cu apărători din tablă sau plasă de sîrmă.

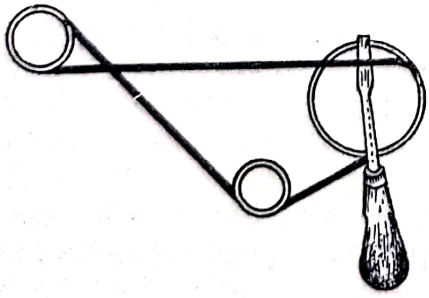


Fig. 11.34. Montajul greşit al curelei pe roţi : Nu se va proceda ca în figură.

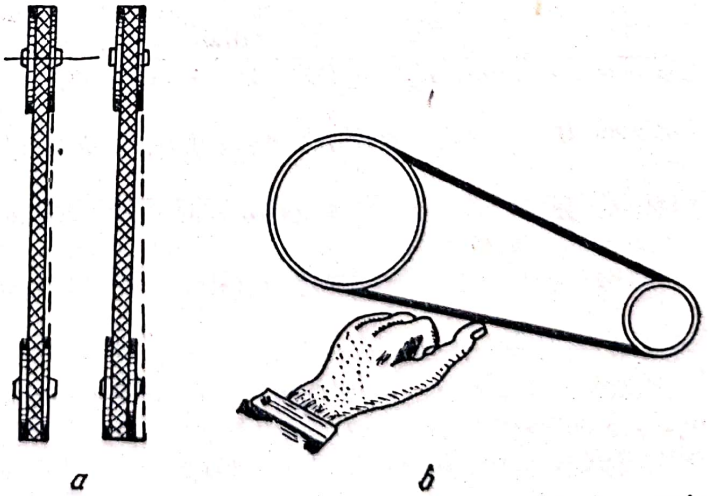


Fig. 11.35. Controlul montajului curelei pe roţi : *a* —aliniamentul curelei ; *b*— întinderea curelei.

Scanned with OKEN Scanner

12.

TRANSMISII PRIN LANŢ

12.1. CONSIDERAŢII GENERALE DESPRE TRANSMISIILE PRIN LANŢ. DEFINIREA TRANSMISIEI PRIN LANŢ

Transmisia prin lanţ serveşte la transmiterea mişcării între două sau mai multe roţi de lanţ prin contactul dintre dinţii roţilor de lanţ şi rolele (bucşele, bolţurile) zalelor lanţului. Prin angrenare între lanţ, ca element flexibil înfăşurat fără sfîrşit peste roţile de lanţ şi dinţii acestor roţi nu se produce alunecarea. Lanţul este format dintr-un şir de elemente asemănătoare (fig. 12.1 ; inele, zale, verigi, plăci) articulate între ele şi care sînt solicitate numai la tracţiune.

Transmisia prin lanţ se utilizează în cazurile în care distanţa dintre arbori este prea mică pentru a putea fi utilizată transmisia prin curele sau prea mare pentru a putea utiliza angrenajele. Este indicată transmisia prin lanţ atunci cînd se cere transmiterea unor momente de torsiune mari cu menţinerea raportului de transmitere constant. Se pot evidenţia următoarele avantaje ale transmisiilor prin lanţ : încărcare redusă pe arbori, randament relativ ridicat ($\eta = 0{,}86 \ldots 0{,}98$), gabarit redus, funcţionează şi în condiţii grele de exploatare (praf, coroziune), permit transmiterea unor puteri relativ mari. Printre dezavantajele transmisiilor cu lanţ se numără următoarele : este o transmisie rigidă, produce vibraţii şi zgomot,

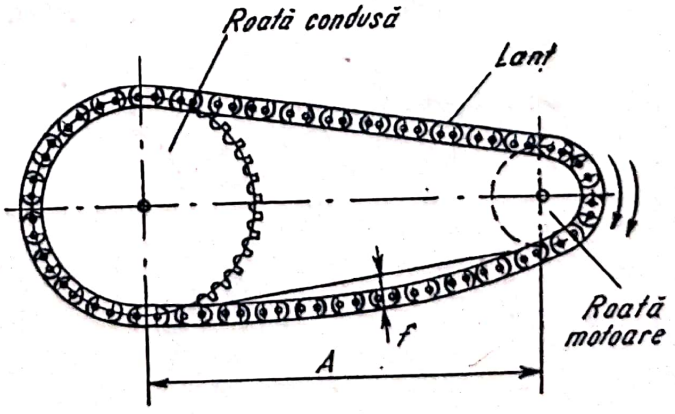


Fig. 12.1. Transmisia prin lanţ.

Scanned with OKEN Scanner

necesită montaj precis al arborilor şi roţilor, necesită o întreţinere mai pretenţioasă decît transmisiile prin curele, au viteze relativ mici ($V<22$ m/s).

Domeniul de puteri pentru care se poate utiliza transmisia prin lanţuri atinge limita superioară 4 000 kW, la viteza unghiulară pînă la 500 rad/s şi distanţe axiale pînă la 8 m.

Clasificarea lanţurilor articulate este dată în STAS 2577-67 şi cuprinde următoarele tipuri: lanţuri de transmisie (lanţuri cu eclise şi bolţuri, lanţuri Flyer, lanţuri cu bucşe, lanţuri cu role, lanţuri cu bolţuri şi role, lanţuri cu eclise dinţate, lanţuri pentru variatoare tip PIV etc.) şi lanţuri de transport (lanţuri cu bucşe, cu role, cu racleţi, cu furcă, lanţuri cardanice, lanţuri cu cîrlige, lanţuri cu plăci articulate etc.). Lanţul cu eclise şi bolţuri (tip Galle) este normalizat în STAS 4075-53 şi STAS 4076-53. Lanţul Galle constă din zale formate din plăcuţe (eclise), articulate între ele cu bolţuri. Capetele bolţurilor sînt închise prin nituire. În zalele exterioare eclisele sînt strînse pe bolţuri, iar la cele interioare eclisele sînt articulate. Lanţul cu eclise şi bolţuri se foloseşte mai mult ca lanţ de tracţiune, iar ca lanţ de transmisie este recomandat numai la viteze mici, deoarece prezintă o uzură pronunţată în articulaţii, ca urmare a suprafeţelor mici de contact şi respectiv a încărcărilor mari [83, 56].

În figura 12.2 este prezentată construcţia lanţului Galle.

Lanţul cu eclise, bolţuri şi bucşe (fig. 12.3), prezintă o rezistenţă la uzură mai mare, o durabilitate mai mare, putînd fi utilizat pînă la viteze de 3 m/s şi sarcini mari (STAS 3006-52).

Lanţurile articulate cu eclise, bolţuri, bucşe şi role STAS 5174-66 (fig. 12.4), prezintă o durabilitate mult sporită, deoarece angrenajul lanţului cu dintele roţii de lanţ se realizează prin rostogolirea rolei. La acest tip de lanţ zaua exterioară constă din două eclise presate pe bolţuri iar zaua interioară este formată din două eclise presate pe bucşe. Bucşele

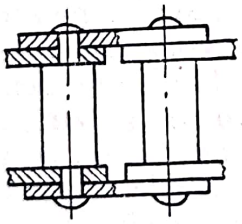


Fig. 12.2. Lanţul tip Galle.

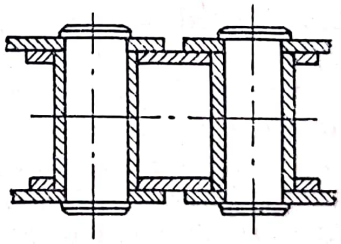


Fig. 12.3. Lanţul articulat cu eclise, bolţuri, bucşe.

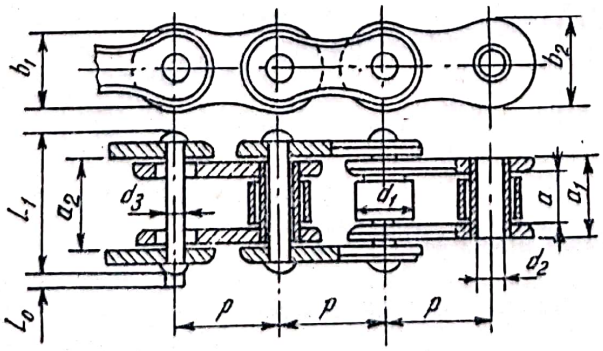


Fig. 12.4. Lanţul articulat cu eclise, bolţuri, bucşe şi role.

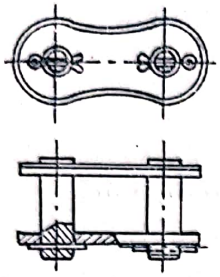


Fig. 12.5. Îmbinarea capetelor lanțului.

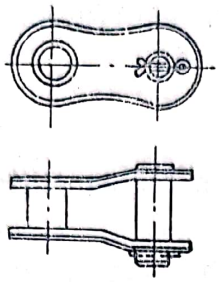


Fig. 12.6. Za de legătură a capetelor de lanț.

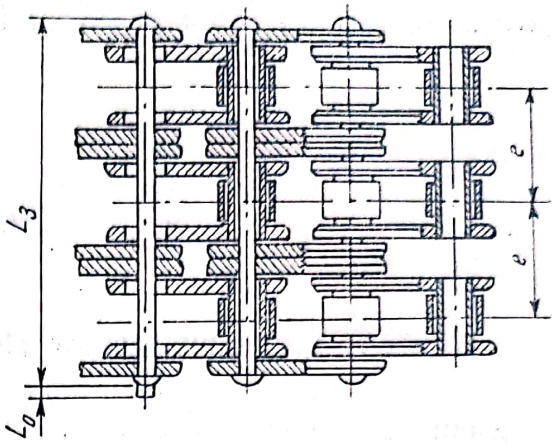


Fig. 12.7. Constucția lanțului articulat triplu.

sînt montate cu joc pe bolțuri. Pe bucșe sînt montate cu joc rolele. Capetele lanțurilor se îmbină cu ajutorul unor zale speciale de legătură. În cazul unui număr par de zale (inclusiv zaua de legătură) capetele lanțurilor se îmbină direct cu o za formată din furcă și o eclisă demontabilă, menținută pe bolțuri cu ajutorul unor cuie spintecate (fig. 12.5), sau cu ajutorul unei cleme. În cazul unui număr impar de zale (inclusiv zaua de legătură) capetele lanțului se îmbină cu o za de legătură de construcție specială (fig. 12.6).

În cazul unor sarcini mari se folosesc lanțurile cu mai multe rînduri de zale (fig. 12.7) executate din aceleași elemente ca și cele cu un singur rînd, însă cu bolțurile de lungime mai mare. Numărul de rînduri poate fi 2 sau 3.

Lanțurile dințate sînt formate din eclise dințate așezate una lîngă alta, articulate prin bolțuri transversale (fig. 12.8). În timpul funcționării, eclisele dințate angrenează cu dinții roții de lanț, ceea ce pretinde o precizie ridicată de execuție. Se pot utiliza la viteze foarte mari, fiind silențioase.

Pentru a reduce uzura în articulații se utilizează o articulație tip cîntar (fig. 12.9).

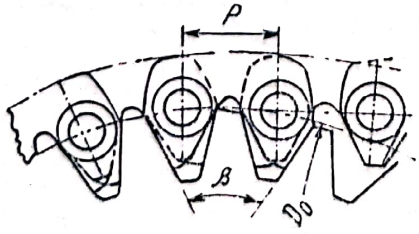


Fig. 12.8. Lanțul dințat — geometrie.

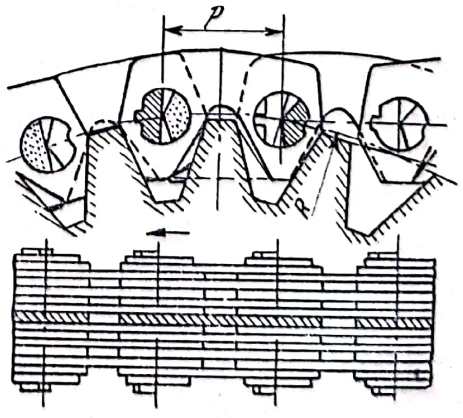


Fig. 12.9. Lanț dințat — construcție.

Scanned with OKEN Scanner

Ghidarea lanţului dinţat se face cu o eclisă centrală de conducere, care intră într-un canal practicat în roata de lanţ.

12.2. ELEMENTE DE GEOMETRIE, CINEMATICĂ ŞI DINAMICĂ LA TRANSMISIILE PRIN LANŢ

12.2.1. Elemente geometrice ale transmisiilor prin lanţ

Elementele geometrice de bază ale unei transmisii prin lanţ sînt: pasul, numerele de dinţi ale roţilor de lanţ, profilul dinţilor, distanţa între axe, lungimea şi lăţimea lanţului şi razele cercurilor caracteristice ale roţilor de lanţ.

Pasul este parametrul de bază al lanţului care determină succesiunea ordonată a articulaţiilor lanţului în concordanţă cu distanţa dintre flancurile active ale dinţilor roţii pe care se înfăşoară. Pasul reprezintă distanţa între centrele a două articulaţii consecutive iar valorile sale sînt standardizate. Capacitatea portantă a lanţului este dependentă de pas.

Lanţurile cu pasul mai mare au o capacitate portantă mai mare, însă permit turaţii considerabil mai mici, funcţionează cu sarcini dinamice mari şi cu zgomot. Se recomandă alegerea lanţurilor cu pasul minim admisibil pentru sarcina dată [56, 83, 156].

Numărul de dinţi ai roţii mici de lanţ (z_1) se alege cît mai mare, pentru a mări durabilitatea transmisiei. Cu cît numărul de dinţi ai unei roţi pentru lanţ este mai mic cu atît uzura este mai mare, deoarece unghiul de rotire al zalei, în cazul cînd lanţul intră şi iese din angrenare de pe roata pentru lanţ este egal cu $360°/z$. Odată cu micşorarea numărului de dinţi creşte neuniformitatea vitezei de mişcare a lanţului şi de asemeni viteza de lovire a lanţului de roată. Numărul de dinţi ai roţilor pentru lanţ este indicat în tabelul 12.1, în funcţie de raportul de transmitere şi de tipul lanţului.

Tabelul 12.1

Numărul de dinţi ai roţilor pentru lanţ în funcţie de raportul de transmitere şi tipul lanţului [30]

Tipul lanţului	Raportul de transmitere i					
	1–2	2–3	3–4	4–5	5–6	6
	Numărul de dinţi z_1					
Cu bucşe şi role	30–27	27–25	25–23	23–21	21–17	17–15
Dinţat	35–32	32–30	30–27	27–23	23–19	19–17

Scanned with OKEN Scanner

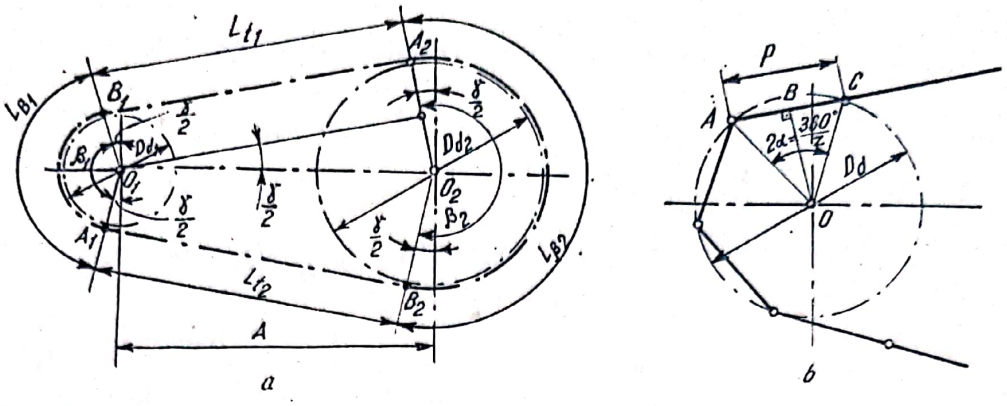


Fig. 12.10. *a* — Transmisia prin lanț ; *b* — Schema de calcul a elementelor geometrice ale roții de lanț.

La transmisiile cu funcționare rapidă, avînd viteza lanțului mai mare de 25 m/s, numărul de dinți ai roții mici pentru lanț se ia $z_1 \geqslant 35$. În cazul unui număr mare de dinți ai unei roți de lanț, la întinderea lanțului se produce o deplasare considerabilă a lanțului de-a lungul profilului. Din această cauză, numărul maxim de dinți ai roților de lanț este limitat la 100—120 pentru lanțurile cu bucșe și role și la 120—140 dinți pentru lanțurile dințate.

Se preferă să se aleagă numărul de dinți ai roților pentru lanț (în special pentru roata mică) impar, ceea ce, în combinație cu numărul par al zalelor lanțului, contribuie la o uzură uniformă.

Razele cercurilor caracteristice ale roților de lanț se determină din figura 12.10, *b* :

$$R_{d1,2} = \frac{p}{2 \sin \frac{180°}{z_1}}, \quad \text{sau } D_d \cong \frac{pz}{\pi}. \tag{12.1}$$

Elementele de geometrie ale transmisiei prin lanț sînt prezentate în tabelul 12.2.

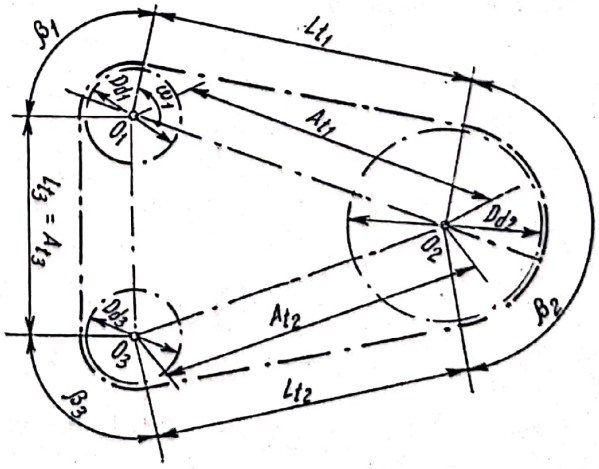


Fig. 12.11. Transmisie prin lanț cu roți multiple.

Tabelul 12.2

Elemente geometrice ale transmisiei prin lanț

Nr. crt.	Elementul geometric	Relația de calcul	Observații
1	Unghiurile de înfășurare a lanțului pe roțile de lanț β_1 și β_2 (fig. 12.10, *a*)	$\beta_1 = 180° - \gamma$; $\beta_2 = 180° + \gamma$; (12.2) $\sin\frac{\gamma}{2} = \frac{D_{d2} - D_{d1}}{2A}$; $\frac{\gamma}{2} \cong \frac{D_{d2} - D_{d1}}{2A}$ [rad], sau $\beta_1 = 180° - 57°\frac{pz_1(i_{12}-1)}{\pi A}$; $\beta_2 = 180° + 57°\frac{pz_1(i_{12}-1)}{\pi A}$. (12.3) Se pune condiția ca $\beta_1 > 120°$	Pentru $i_{12} = \frac{z_2}{z_1} = \frac{D_{d2}}{D_{d1}}$ și $\frac{180°}{\pi} \simeq 57°$
2	Lungimea lanțului (conform fig. 12.10)	$L = L_{t1} + L_{t2} + L_{\beta1} + L_{\beta2}$; $L = 2A\cos\frac{\gamma}{2} + \frac{180° - \gamma°}{360°} z_1 p +$ $+ \frac{180 + \gamma°}{360°} z_2 p.$ (12.4) Calculul aproximativ: $L \cong 2A + \frac{z_1 + z_2}{2} p + \left(\frac{z_2 - z_1}{2\pi}\right)^2 \frac{p^2}{A}$	
3	Numărul de zale *W*	$W = \frac{L}{p} = \frac{2A}{p}\cos\frac{\gamma}{2} + \frac{z_1 + z_2}{2} +$ $+ \frac{(z_2 - z_1)}{360°}\gamma,$ sau $W = \frac{2A}{p} + \frac{z_1 + z_2}{2} + \left(\frac{z_2 - z_1}{2\pi}\right)^2 \frac{p}{A}$ (12.5) α_i — pasul unghiular al roților de lanț	La transmisiile multiple (fig. 12.11): $W = \frac{1}{p}\sum_{i=1}^{z_r} L_{ti} +$ $+ \sum_{i=1}^{z_r} \frac{\beta_i}{\alpha_i}$, unde: z_r — numărul roților de lanț din transmisia roților de lanț

Scanned with OKEN Scanner

Tabelul 12.2 (continuare)

Nr. crt.	Elementul geometric	Relația de calcul	Observații
4	Distanța axială A	$A_{min} = \frac{D_{e1} + D_{e2}}{2} + (30 \ldots 50)$ [mm];	Pentru $i \leqslant 3$;
		$A_{min} = \frac{D_{e1} + D_{e2}}{2} + \frac{9 + i}{10}$ [mm];	Pentru $i > 3$. D_{e1} și D_{e2} — diametrele exterioare ale roților de lanț
		$A_{optim} = (30 \ldots 50)\, p$;	
		$A_{max} \leqslant 80\, p$.	
5	Distanța axială recalculată	$A \cong \frac{p}{4}\left[W - \frac{z_1 + z_2}{2} + \sqrt{\left(W - \frac{z_1 + z_2}{2}\right)^2 - \left(\frac{z_2 - z_1}{2\pi}\right)^2 \cdot 8}\right]$ (12.6)	
		A se micșorează cu cota ΔA pentru a asigura săgeata la montaj $f = 0{,}2\ A$: $\Delta A = \frac{1}{2}\left[f - \left(\frac{z_2 - z_1}{2A}\right)^2 p\right]$ [mm] (12.7)	

Notă: Calculul geometric al transmisiilor prin lanț multiple se face pe cale grafică, determinîndu-se lungimile ramurilor L_{ti} și unghiurile β_i (fig. 12.11).

12.2.2. Cinematica transmisiilor prin lanț

Ca urmare a înfășurării poligonale a lanțului, viteza acestuia este variabilă (fig. 12.12). Durata angrenării unei zale se consideră din momentul în care dintele roții de lanț conducătoare ia contact în punctul A_1 cu articulația lanțului și pînă în momentul în care articulația următoare intră în contact cu dintele următor, în același punct [56, 30, 83].

Viteza ramurii motoare a lanțului este determinată de viteza articulației zalei abia intrată în angrenare cu roata. După rotirea roții cu un pas unghiular intră în angrenare articulația următoare. Într-o poziție unghiulară oarecare (A_{1x}) (fig. 12.12), cînd articulația conducătoare este rotită în raport cu direcția O_1A_{10} (perpendiculară pe direcția ramurii conducătoare a lanțului) cu unghiul de poziție α_1, viteza lanțului după direcția ramurii (longitudinale) V_l, are următoarele valori:

$$V_l = V_1 \cos\alpha_1 = R_{d_1}\omega_1 \cos\alpha_1;$$

$$V_l = V_2 \cos\alpha_2 = R_{d_2}\omega_2 \cos\alpha_2, \qquad (12.8)$$

Scanned with OKEN Scanner

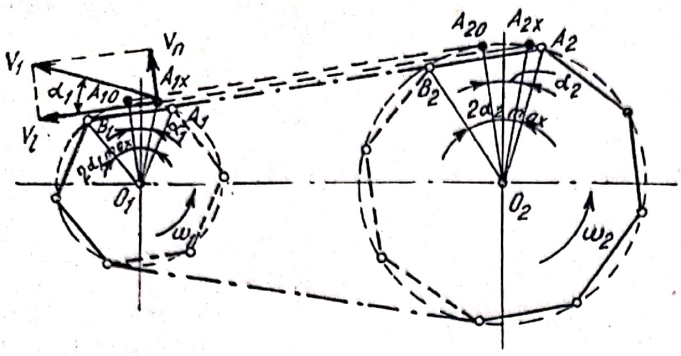


Fig. 12.12. Cinematica transmisiei prin lanț.

unde ω_1 este viteza unghiulară constantă a roții *1*, iar ω_2 — viteza unghiulară a roții conduse.

Viteza lanțului după direcția normală pe ramură este

$$V_{n1} = V_1 \sin\alpha_1 = R_{d_1}\omega_1 \sin\alpha_1 ;$$

$$V_{n2} = V_2 \sin\alpha_2 = R_{d_2}\omega_2 \sin\alpha_2. \qquad (12.9)$$

Raportul de transmitere instantaneu (efectiv) este

$$i_{12} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{V_l}{R_{d1}\cdot\cos\alpha_1} \cdot \frac{R_{d2}\cdot\cos\alpha_2}{V_l} = \frac{R_{d2}\cdot\cos\alpha_2}{R_{d1}\cdot\cos\alpha_1} \neq \text{const.} \qquad (12.10)$$

Din figura 12.12 se observă că unghiurile α_1 și α_2 sînt variabile și au valorile limită :

$$\alpha_{1,2\,max} = \frac{\pi}{z_{1,2}}; \quad \alpha_{1,2\,min} = 0,$$

pentru care valorile vitezei sînt :

în punctul A_{10} : $V_{l\,max} = R_{d_1}\omega_1 = \dfrac{p\,\omega_1}{2\sin\dfrac{\pi}{z_1}}$;

în punctele A_1 și B_1 :

$$V_{l\,min} = R_{d_1}\omega_1 \cos\frac{\pi}{z_1} = \frac{p\,\omega_1\cos\dfrac{\pi}{z_1}}{2\sin\dfrac{\pi}{z_1}} = \frac{p\,\omega_1}{2\operatorname{tg}\dfrac{\pi}{z_1}}. \qquad (12.11)$$

Se observă că viteza lanțului V_l este maximă pentru $\alpha_{1.2} = 0$, adică în momentul cînd raza ce trece prin articulație este perpendiculară pe ramura activă, și va avea valoare minimă cînd zaua intrată în angrenare este coliniară cu ramura activă $\left(\alpha_1 = \dfrac{\pi}{z_1}\right)$.

Viteza pe direcția normală pe ramură, în punctele A_1 și B_1 este

$$V_{n_1\,max} = R_{d_1}\omega_1 \sin\frac{\pi}{z_1} \text{ și } V_{n\,1min} = 0 \text{ în punctul } A_{10},$$

sau

$$V_{n\,1max} = p\,\omega_1 \frac{1}{2}.$$

Scanned with OKEN Scanner

Componenta V_n va determina o mişcare de ridicare-coborîre a ramurii conducătoare a transmisiei, respectiv vibraţiile transversale ale acestei ramuri, care sînt proporţionale cu pasul lanţului şi cu viteza unghiulară a roţii conducătoare.

Viteza medie de înaintare a lanţului V se va calcula luînd în considerare că la o rotaţie a roţii de lanţ, lanţul se deplasează cu o lungime egală cu perimetrul poligonului de divizare pz al roţii de lanţ, aşa încît

$$V = \frac{p\,zn}{60.10^3} = \frac{zp\,\omega}{2\pi\cdot 10^3}\ [\text{m/s}], \tag{12.12}$$

unde p se înlocuieşte în mm; n în rot/min şi ω în rad/s.

Acceleraţia lanţului în lungul ramurii conducătoare va fi

$$a_l = \frac{dV_l}{dt} = -R_{d_1}\omega_1^2 \sin\alpha_1.$$

Valoarea maximă a acceleraţiei este în punctele A_1 şi B_1:

$$a_{l\,max} = \pm R_{d1}\omega_1^2 \sin\frac{\pi}{z_1} = \pm\frac{p\,\omega_1^2}{2};\quad a_{l\,min} = 0. \tag{12.13}$$

Acceleraţia pe direcţia normală are expresia

$$a_n = \frac{dV_{n1}}{dt} = R_{d1}\ \omega_1^2 \cos\alpha_1,$$

cu valorile limită:

$$a_{n\,1\,max} = R_{d_1}\omega_1^2 = -\frac{p\,\omega_1^2}{2\sin\frac{\pi}{z_1}},\ \text{pentru}\ \alpha_1=0,\ \text{în punctul}\ A_{10}\ \text{şi}$$

$$a_{n\,1\,min} = R_{d1}\omega_1^2\cos\frac{\pi}{z_1} = \pm\frac{p\,\omega_1^2}{2\,\mathrm{tg}\frac{\pi}{z_1}},\ \text{pentru}\ \alpha_1=\frac{\pi}{z_1},\ \text{în}\ A_1\ \text{şi}\ B_1.$$

Din cele expuse rezultă că în procesul de angrenare a lanţului, datorită efectului poligonal de înfăşurare pe roata de lanţ, parametrii cinematici ai transmisiei prin lanţ variază în timp pe durata angrenării unei zale. Viteza lanţului are o variaţie periodică, cum rezultă din relaţiile (12.8 şi 12.9).

Acceleraţiile pe porţiunea A_1-A_{10} şi întîrzierile pe porţiunea $A_{10}-B_1$, au ca efect forţe dinamice care produc solicitări suplimentare în lanţ. Valoarea acestor forţe creşte proporţional cu viteza lanţului şi cu descreşte-

Scanned with OKEN Scanner

rea numărului de dinți. Trecerile de la frînări (întîrzieri) la accelerații se face brusc, la aceasta adăugîndu-se ciocnirile care apar la primul contact al articulației cu dantura roții.

Accelerația a_n are ca efect apariția forțelor dinamice perpendiculare pe direcția de deplasare ceea ce produce oscilații și vibrații ale lanțului, în special la viteze mari și la valori mari ale pasului. Accelerația maximă a lanțului $a_{l\,max}$, pe direcția principală de mișcare a lui, este proporțională cu patratul turației și cu mărimea pasului, independent de numărul de dinți.

Raportul de transmitere, ca urmare a variației vitezei unghiulare a roții conduse, nu se menține constant, avînd o variație periodică. Doar pentru $z_1 = z_2$ se obține $i_{12} = \text{const.}$

Valorile raportului de transmitere mediu rezultă din relația

$$i_{12} = \frac{\overline{\omega_1}}{\omega_2} = \frac{n_1}{n_2} = \frac{z_2}{z_1} = \frac{D_{d_2}}{D_{d_1}}$$

și nu depășesc 8 pentru transmisii obișnuite, sau $i_{12} \leqslant 15$ pentru transmisii lente. La mașinile agricole $i_{12} < 4$; mai rar $i_{12} = 6 \ldots 7$, cînd $z_{1min} \geqslant 16$. Un studiu detaliat al raportului de transmitere efectiv i_{12}, determinat cu relația (12.10) și a implicațiilor sale teoretice și practice în funcționarea transmisiilor prin lanț este prezentat în lucrarea [56].

12.2.3. Dinamica transmisiei prin lanț

Dinamica transmisiei cu lanț este influențată de efectul poligonal al înfășurării lanțului pe roată și de șocul ciocnirii dinte-rolă (bucșă sau bolț).

Stabilirea forțelor care lucrează în ramurile lanțului se face analog cu modul arătat la curele, cu excepția faptului că lanțul nu este solicitat la încovoiere la trecerea peste roți (fiind format din elemente articulate) și a apariției forțelor dinamice cauzate de accelerațiile lanțului.

Forța totală din ramura motoare a lanțului (F_2) cuprinde forța utilă de transmis (F_u), forța de întindere dată de ramura pasivă (F_1), forța (F_c) datorită forței de inerție centrifugale și forța dinamică (masică) (F_{din}):

$$F_2 = F_u + F_1 + F_c + F_{din}. \tag{12.14}$$

Forța utilă de transmis, ca valoare medie, se determină cu relația

$$F_u = \frac{100\ P}{V} = \frac{2M_{t1}}{D_{d1}}\ [\text{daN}], \tag{12.15}$$

unde:

P este puterea de transmis [kW];

V — viteza medie a lanțului [m/s] (relația 12.12).

Scanned with OKEN Scanner

Forţa de întindere din ramura inactivă provine datorită greutăţii proprii a lanţului. Pentru stabilirea sa valorică se utilizează relaţia din teoria lănţişorului :

$$F_1 = \sqrt{\left(\frac{ql^2}{8f}\right)^2 + \left(\frac{ql}{2}\right)^2} \text{ [daN]}, \tag{12.16}$$

unde :

q este greutatea lanţului pe metru liniar [daN/m];

$l = A$ — deschiderea ramurii conduse [m];

f — săgeata ramurii [m].

În cazul cînd ramura condusă este înclinată cu unghiul δ, forţa F_1 se stabileşte cu următoarele relaţii :

— la capătul superior al lanţului,

$$F_{1s} = q \cdot l[\xi + \sin \delta]; \tag{12.17}$$

— la capătul inferior,

$F_{1i} = ql\xi$.

Se va lua în considerare una din forţe, în funcţie de poziţia roţii motoare. Coeficientul ξ de întindere este dat în diagrama din figura 12.13. Pentru calculele obişnuite, forţa F_1 se poate determina cu relaţia $F_1 = kqA$, unde k este un coeficient care ia în considerare înclinaţia liniei centrelor celor două roţi. Pentru poziţia orizontală, $k = 2{,}5$; pentru poziţia verticală $k = 1$; pentru poziţia înclinată pînă la 60° faţă de orizontală, $k = 2$.

Forţă F_c se determină analog cu transmisiile prin curele :

$$F_c = \frac{qV^2}{g} \text{ [daN]}, \tag{12.18}$$

unde :

g este acceleraţia gravitaţională [m/s²];

q — masa lanţului pe metru liniar [kg];

V — viteza lanţului [m/s].

Forţa din lanţ datorită forţei de inerţie centrifugale s-a determinat pentru cazul trecerii zalei pe roţile de lanţ. Forţa F_c produce o solicitare suplimentară la întindere în ambele ramuri ale lanţului. Efectul său devine important numai pentru viteze ale lanţului peste 8...10 m/s.

Forţa dinamică F_{din} cuprinde forţele dinamice necesare accelerării lanţului din ramura activă F_{din_1} şi forţele dinamice necesare accelerării maselor legate de roata condusă F_{din2} [56] :

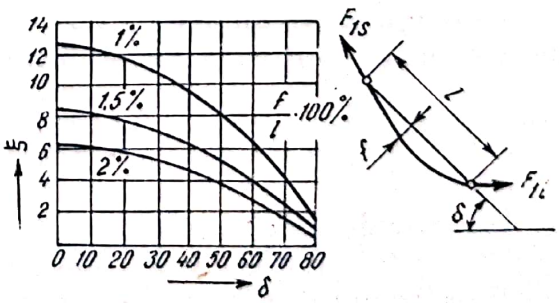


Fig. 12.13. Diagrama coeficientului de întindere ξ.

$$F_{din1} = m_l a_l; \quad F_{din2} = m_{r2} a_l, \tag{12.19}$$

unde :

a_l este acceleraţia lanţului [m/s²];

m_l — masa ramurii active a lanţului [kg];

m_{r2} — masa redusă a maselor legate de roata condusă.

Reducerea se face la axa roţii conduse.

Masa redusă m_{r2} se determină cu ajutorul momentului de inerţie masic redus J_2, egal cu suma momentelor de inerţie ale maselor antrenate de roata condusă, reduse la axa acesteia, inclusiv momentul de inerţie a roţii conduse :

$$J_2 = m_{r2} R_{d_2}^2,$$

sau

$$m_{r2} = \frac{J_2}{R_{d_2}^2} = \frac{2J_2 \sin \frac{\pi}{z_2}}{pR_{d_2}}. \qquad (12.20)$$

Astfel, forţa dinamică maximă $\left(\text{pentru } a_{l\,max} = \frac{p\omega_1^2}{2}\right)$ este

$$F_{din_{max}} = F_{din\,1} + F_{din\,2} = m_l \frac{p\omega_1^2}{2} + \frac{2J_2 \sin \frac{\pi}{z_2}}{pR_{d_2}} \cdot \frac{p\omega_1^2}{2};$$

$$F_{din_{max}} = m_l \frac{p\omega_1^2}{2} + \frac{J_2}{R_{d_2}} \omega_1^2 \sin \frac{\pi}{z_2}. \qquad (12.21)$$

Reacţiunile pe arbori şi încărcarea lagărelor se obţin prin însumarea vectorială a forţelor determinate :

$$\bar{R}_a = \bar{F}_2 - \bar{F}_c + \bar{F}_1, \text{ sau } R_a = \sqrt{F_1^{*2} + F_2^{*2} + 2F_1^* F_2^* \cos \gamma}, \qquad (12.22)$$

unde :

$$F_1^* = F_1 - F_c; \quad F_2^* = F_2 - F_c.$$

Valoarea aproximativă a forţei R_a, care se poate considera în calculele de verificare pentru $i_{12} = 1$, este

$$R_a = (1{,}05 \ldots 1{,}2)\, F_u. \qquad (12.22')$$

În articulaţiile lanţului, ca şi între elementele sale şi roţi se produc pierderi prin frecare. Cele mai însemnate sînt pierderile în articulaţii.

Randamentul transmisiei prin lanţ, precis executate şi bine unse, este cuprins între 0,96...0,98.

Scanned with OKEN Scanner

Angrenarea lanţului cu roţile de lanţ se face cu şocuri, deoarece punctele de contact dintre dinte şi rolă se întîlnesc cu viteze diferite. Diferenţa de viteză se anulează prin ciocnirea dinte-rolă. Efectul şocului se apreciază cu ajutorul unei forţe statice echivalente care ar produce asupra dintelui roţii de lanţ o deformaţie egală cu cea dată de şoc [56]. La viteze mari şi număr mic de dinţi ai roţii motoare această forţă echivalentă poate avea valori mari, care pot provoca spargerea rolelor şi intensificarea zgomotului şi vibraţiilor lanţului. La proiectarea transmisiilor cu lanţ rapide se va diminua această forţă, alegînd z_1 mare. Literatura de specialitate [56, 156] indică detalii de calcul privind verificarea numărului de ciocniri pentru transmisiile importante cu lanţ. Ca element de verificare a lanţului serveşte numărul de ciocniri dinte-rolă pe secundă U_s, care se va compara cu valorile admise $U_{s\,max\,a}$ (tab. 12.3),

$$U_s = \frac{z_1 n_1}{15W} \leqslant U_{s\,max\,a}.$$

Tabelul 12.3

Numărul de ciocniri dinte-rolă maxim admisibil pe secundă $U_{s\,max\,a}$ [56]

Tipul lanţului	p, mm							
	12 12,7	15 15,87	19,05 20	25 25,4	30 31,75	38,1 40	44,45 45	50 50,8
	$U_{s\,max\,a}$							
Cu eclise dintaţe	80	65	50	30	25	—	—	—
Cu bucşe şi cu bucşe şi role	60	50	35	30	25	20	15	15

Relaţia pentru U_s s-a dedus în ipoteza că se consideră 4 ciocniri la un parcurs (W este numărul de zale).

12.3. CALCULUL TRANSMISIILOR PRIN LANŢ

Criteriul de bază care asigură siguranţa în exploatare a lanţului este comportarea la uzură, deoarece uzura articulaţiilor duce la mărirea lungimii lanţului şi în consecinţă la o funcţionare necorespunzătoare. Alungirea admisibilă a lanţului este de 1,5...2,5%. Capacitatea portantă a transmisiei prin lanţ se va determina pe baza solicitării de contact în articulaţiile lanţului.

Forţa utilă ce poate fi transmisă de lanţ va fi

$$F_{ua} = \frac{p_{ca} A_l}{K_e} = \frac{F_{u0}}{K_e}; \qquad (12.23)$$

unde:

p_{ca} este presiunea admisibilă de contact în articulaţii, determinată pentru condiţii medii de exploatare [daN/mm²] (tab. 12.4);

A_l — proiecţia suprafeţei de reazem în articulaţii [mm²];

Scanned with OKEN Scanner

F_{u0} este forţa utilă în condiţii medii de funcţionare, determinată în încercări de laborator (tab. 12,5, *a* şi 12,5, *b*);

K_e — coeficient global de exploatare.

Coeficientul global de exploatare K_e este rezultatul unui produs:

$$K_e = K_s K_A K_W K_p K_u K_f.$$

Termenii acestui produs au semnificaţia dată în tabelul 12.6.

Tabelul 12.4

Valori pentru presiunea admisibilă de contact în articulaţii [83]

p [mm] / n [rot/min]	Lanţ cu role				Lanţ cu dinţi		
	12 / 16	18 / 26	30 / 38	40 / 50	12,7 / 15,87	19,05 / 25,4	31,75
	presiunea admisibilă p_{ca} [daN/mm²]						
50	3,5	3,5	3,5	3,5	2,0	2,0	2,0
200	3,15	3,00	2,87	2,62	1,80	1,70	1,64
400	2,87	2,62	2,42	2,10	1,62	1,50	1,40
600	2,62	2,24	2,10	1,75	1,50	1,32	1,20
800	2,42	2,10	1,85	1,50	1,40	1,20	1,05
1 000	2,24	1,90	1,66	—	1,32	1,10	0,95
1 200	2,10	1,75	1,50	—	1,20	1,00	0,72
1 600	1,85	1,50	—	—	1,05	0,86	—
2 000	1,66	—	—	—	0,95	0,72	—
2 400	1,50	—	—	—	0,78	—	—
2 800	1,37	—	—	—	0,78	—	—
3 200	—	—	—	—	0,72	—	—

Tabelul 12.5, a.

Forţa utilă în condiţii medii de funcţionare determinată în condiţii de laborator

Pasul lanţului [mm]	Distanţa dintre eclisele interioare [mm]	Diametrul rolei [mm]	Aria suprafeţei de reazem a articulaţiei A_l [mm²]	Turaţia roţii mici [rot/min] 50	200	400	600	800	1 000	1 200	1 600	2 000	2 400
				Forţele periferice admisibile pentru lanţurile cu bucşe şi role pe un singur rînd [daN] F_{u_0}									
12,7	3,4	7,8	23,0	80,5	72,6	66,0	60,5	55,7	51,5	48,4	42,6	38,2	34,5
12,7	5,6	8,5	38,7	135	122	111	101	93,6	86,7	81,3	71,6	64,2	58,0
12,7	8,2	8,5	50,4	176	159	145	132	122	113	106	93,2	83,7	75,6
15,875	6,5	10,16	52,5	185	165	151	137	127	118	110	97,1	87,1	78,7
15,875	9,5	10,16	67,5	236	213	194	177	163	151	142	125	112	101
19,5	12,9	12	113,5	397	340	297	266	238	216	199	170	—	—
20	13	13	103	360	309	270	241	216	196	180	154	—	—
25	16	16	197,5	691	592	517	462	415	375	346	296	—	—
25,4	15,9	16	214	749	642	561	501	449	407	374	321	—	—
30	19	19	275	962	789	665	577	509	456	412	—	—	—
35,0	22	22	336	1180	964	813	706	622	558	504	—	—	—
38,0	22	16	252	882	723	610	529	466	418	378	—	—	—
40	24	24	403	1410	1050	846	705	604	—	—	—	—	—
45	27	27	504	1760	1320	1160	882	756	—	—	—	—	—

Scanned with OKEN Scanner

Tabelul 12.5, b.

Forța utilă în condiții medii de funcționare determinată în condiții de laborator

Pasul lanțului [mm]	Diametrul axului [mm]	Aria suprafeței de reazem a articulației cu lungimea de 10 mm [mm²]	Turația roții mici [rot/min]									
			50	200	400	600	800	1 000	1 200	1 600	2 000	2 400
			Forțele periferice admisibile pentru lanțurile dințate cu $b = 10$ mm, $F_{a0(10)}$ [daN]									
12,7	3,34	26,2	52,4	47,2	43,0	39,3	36,7	34,6	31,4	27,5	24,9	22,5
15,87	3,9	29,6	59,2	53,3	48,5	44,4	41,4	39,1	35,5	31,1	28,1	25,5
19,05	4,9	37,2	74,4	63,2	55,8	49,1	44,6	40,9	37,2	32,0	29,0	—
25,4	5,9	44,8	89,6	76,2	67,2	59,1	53,8	49,3	44,8	38,5	34,8	—

Tabelul 12.6

Valori pentru coeficienții de calcul ai lanțului [30]

Simbolul și parametrul	Caracteristicile de exploatare	Valorile coeficienților
K_s Felul sarcinii	liniștită variabilă sau cu trepidații	1,0 1,5
K_A Reglarea distanței dintre axe	reazeme mobile roți de întindere, sau roți de ghidaj distanță nereglabilă (constantă)	0,9 1,1 1,5
K_W Raportul dintre numărul de zale ale lanțului și suma dinților roților	$\frac{W}{z_1 + z_2} \leqslant 1$ și $A < 25\ p$ $\frac{W}{z_1 + z_2} \geqslant 1{,}5$ și $A = (30-50)\ p$ $\frac{W}{z_1 + z_2} > 2$ și $A = (60-80)\ p$	1,25 1,0 0,8
K_p Poziția transmisiei	linia centrelor roților înclinată până la 60° față de orizontală linia centrelor roților înclinată cu mai mult de 60° față de orizontală	1,0 1,25
K_u Felul ungerii	continuă (baie de ulei sau cu pompă) prin picurare regulată, pătrunsă în interiorul articulațiilor periodică (neregulată)	0,8 1,0 1,5
K_f Numărul schimburilor de lucru	un schimb două schimburi trei schimburi	1 1,25 1,50

Scanned with OKEN Scanner

Tabelul 12.7

Relaţii pentru calculul transmisiei prin lanţ

Nr. crt.	Etapa de calcul	Relaţia	Observaţii
0	1	2	3
1	Alegerea numărului de dinţi z_1 (tabelul 12.1)	Tabelul 12.1	
2	Numărul de dinţi ai roţii conduse	$z_2 = i_{12} z_1$ (12.25)	
3	Pasul lanţului	Lanţ cu bucşe şi role: $p \leqslant \frac{5\,800}{\sqrt[3]{n_1^2 z_1}}$ [mm] (12.26) Lanţ dinţat: $p \leqslant \frac{4\,760}{\sqrt[3]{n_1^2 z_1}}$ [mm] (12.27) Se verifică dacă pasul ales satisface relaţia $A = (30...80)\,p$	n_1 (rot/min). Se alege lanţul cu pasul cel mai apropiat, astfel ca F_u să fie mai mic decît F_{u0} din tabelul 12.5
4	Viteza lanţului	$V = \frac{z_1 n_1 p}{60 \cdot 10^3}$ [m/s] (12.28) Se verifică dacă $V < V_{max}$ $V_{max} \leqslant 7{,}3 \sqrt{\frac{z_1}{p}}$ [m/s] — lanţ cu bucşe şi role (tabelul 12.8) (12.29) $V_{max} \leqslant 10 \sqrt{\frac{z_1}{p}}$ [m/s] — lanţ dinţat (tabelul 12.9) 2.30)	p [mm] n_1 [rot/min] p [mm]
5	Verificarea condiţiei impuse distanţei axiale $A_{min} < A < A_{max}$	$A_{min} = \frac{z_2 - z_1}{\pi} p$ $A_{max} = 80\,p$	
6	Numărul de zale	$W = \frac{2A}{p} + \frac{z_1 + z_2}{2} + \frac{(z_2 - z_1)^2 p}{39{,}5\,A}$ W se rotunjeşte la numărul întreg cel mai apropiat	A şi p, în [mm]
7	Lungimea lanţului	$L = Wp$ şi STAS 5174-66	

Scanned with OKEN Scanner

Tabelul 12.7 (continuare)

Nr. crt.	Etapa de calcul	Relaţia	Observaţii
8	Recalcularea distanţei axiale	$A = \frac{a + \sqrt{a^2 - 8b_1}}{4} p$ $a = W - \frac{z_1 + z_2}{2}$; $b_1 = \left(\frac{z_2 - z_1}{2\pi}\right)^2$ Distanţa calculată se micşorează cu cota ΔA (relaţia 12.7) $A_{ef} = A - \Delta A$	
9	Forţa utilă ţinînd seama de coeficientul de exploatare	$F_u = \frac{100\ P\ K_e}{V}$ [daN]	K_e — relaţia (12.24) şi tabelul 12.6
10	Lăţimea lanţului (a_1 — vezi STAS 5174-66)	$l = \frac{100\ P\ K_e}{V\ d_3\ p_{ca}} = \frac{F_u\ K_e}{F_{u0}}$ Dacă $l_1 > a_1$, dat în STAS 5174-66, se va alege lanţ cu 2 sau 3 rînduri de zale. Pentru lanţul dinţat : $l = \frac{F_u\ K_e}{F_{u0\,(10)}}$ [cm] (12.3)	d_3 — diametrul bolţului, STAS 5174-66 p_{ca} — presiunea de contact admisibilă (tabelul 12.4) F_{u0} — forţele periferice admise pentru lanţul cu un rînd de zale $F_{u0(10)}$ — forţa utilă transmisă de lanţul dinţat cu lăţimea de 10 mm (tabelul 12.5, *b*)
11	Calculul forţelor din ramura activă	Relaţiile 12.14, 12.15, 12.16, 12.18, 12.19 şi 12.21. $F_2 = F_u + F_1 + F_c + F_{din}$	Forţa centrifugă se va lua în considerare numai pentru $V > 5$ m/s
12	Coeficientul de siguranţă	$C = \frac{S_r}{F_2}$ $F_2 = F_u + F_1 + F_c + F_{din}$ S_r — sarcina de rupere a lanţului (STAS 5174-66 şi tabelul 12.10). Valori pentru C — tabelul 12.11	
13	Reacţiunea pe arbori R_a	Relaţia (12.22)	
14	Elementele geometrice ale roţilor de lanţ	STAS 5006-66 şi STAS 7500-66	

Scanned with OKEN Scanner

Lanţurile se verifică şi pe baza criteriului de rupere prin calcularea coeficientului de siguranţă $C = \frac{S_r}{F_2}$, ca raport între sarcina minimă de rupere S_r a lanţului şi forţa din ramura activă a lanţului.

Metoda practică de calcul

Succesiunea de calcul pentru stabilirea caracteristicilor tehnice ale transmisiei prin lanţ este dată în tabelul 12.7 [30, 83], dacă se precizează în temă: puterea P, raportul de transmitere i_{12} şi distanţa axială A.

Tabelul 12.8

Turaţia maximă admisibilă $n_{1max\ a}$ [56]

Tipul lanţului	Numărul de dinţi ai roţii mici, z_1	Pasul lanţului p, în mm: 12 / 12,70	15 / 15,87	19,05 / 20	25 / 25,40	30 / 31,75	35	40	45	50
		Turaţia maximă admisibilă a roţii mici $n_{1max\ a}$ [rot/min]								
Lanţ cu bucşe şi lanţ cu bucşe şi role	15	2 300	1 900	1 350	1 150	1 000	800	750	650	600
	19	2 400	2 000	1 450	1 200	1 050	850	800	700	650
	23	2 500	2 100	1 500	1 250	1 100	900	800	750	650
	27	2 550	2 150	1 550	1 300	1 100	900	850	750	700
	30	2 600	2 200	1 550	1 300	1 100	900	850	750	700
Lanţ cu eclise dinţate	17—35	3 300	2 650	2 200	1 650	1 300	—	—	—	—

Tabelul 12.9

Date pentru alegerea preliminară a pasului şi a numărului de dinţi pentru transmisiile prin lanţuri cu eclise dinţate [56]

Pasul lanţului, în mm	9,53	12,7	15,88	19,05	25,4	38,1	58,8
Numărul de dinţi (favorabil)	17—19	17—19	17—19	17—21	19—21	21—23	21—23
Numărul de dinţi (minim)	13	13	13	13	15	17	17
Turaţia maximă (lanţuri simple, cu bucşe), [rot/min]	3 800	2 750	2 100	1 600	1 200	650	425
Turaţia maximă (lanţuri cu bolţuri segmentate), [rot/min]	6 000	4 000	3 000	2 000	1 500	750	600

Scanned with OKEN Scanner

Tabelul 12.10

Valorile sarcinii minime de rupere

Pasul p [mm]	Diametrul boltului d_3	Sarcina minimă de rupere, S_r [daN]		
		Lant simplu	Lant dublu	Lant triplu
9,525	3,28	900 750	170 —	2 500 —
12,70	3,96	1 400 1 200	2 800 —	4 200 —
12,70	4,45	1 800 1 500	3 200 —	4 600 —
15,875	5,08	2 200 2 000	4 400 —	6 600 —
15,875	5,08	2 300 2 000	4 500 —	6 800 —
19,05	5,94	3 200 2 500	6 400 —	9 600 —
19,05	5,72	3 000 2 500	5 900 —	8 800 —
25,40	7,92	6 000 4 500	11 400 —	17 100 —
31,75	9,53	8 900 5 500	17 700 —	26 600 —
31,75	10,19	8 900 5 500	17 700 —	26 600 —
38,75	11,10	12 700 10 000	25 400 —	38 100 —
44,45	12,70	17 200 13 000	34 400 —	51 600 —
44,45	15,90	17 200 13 000	34 400 —	51 600 —
50,80	14,27	22 700 16 000	45 400 —	68 100 —

Tabelul 12.11

Valorile coeficientului de siguranţă C

Pasul p [mm] / n [rot/min]	Lant dinţat			Lant cu bucşe şi role			
	12,7 15,87	19,05 25,4	31,75	12–15	20–25	30–35	4–50
	Coeficient de siguranţă C						
50	20,0	20,0	20,0	7,0	7,0	7,0	7,0
200	22,2	23,4	25,8	7,8	8,2	8,55	9,35
400	24,4	26,7	32,0	8,55	9,25	10,2	11,7
600	26,7	30,0	36,7	9,35	10,3	11,7	14,0
800	29,0	33,4	41,5	10,2	11,7	13,2	16,3
1 000	31,0	36,8	46,5	11,0	12,9	14,8	—
1 200	33,4	40,0	51,0	11,7	14,0	16,3	—
1 600	37,8	46,5	—	13,2	16,3	—	—
2 000	42,0	53,5	—	14,8	—	—	—
2 400	46,5	—	—	16,3	—	—	—
2 800	51,0	—	—	18,0	—	—	—
3 200	55,5	—	—	—	—	—	—

12.4.1. Roțile pentru lanțuri cu bucșe și role

La transmisiile prin lanț se folosesc roți cu dinți prelucrați prin frezare și roți turnate cu dinți neprelucrați.

Roțile de lanț au profilul determinat de tipul lanțului utilizat : lanț cu eclise, bucșe și role sau lanț dințat.

Roțile de lanț cu dinți prelucrați prin frezare au profilul standardizat în STAS 5006-66 și STAS 7500-66 cu o formă concavă, prelucrabil prin rulare. Pentru un număr de dinți $z = 9...150$ inclusiv, profilele limită ale danturii roților de lanț destinate lanțurilor cu role și zale scurte, sînt indicate în figura 12.14.

Elementele geometrice ale roților de lanț sînt cotate în figura 12.14, iar relațiile corespunzătoare de calcul sînt date în STAS 5006-66.

12.4.2. Roțile pentru lanțuri dințate

Profilul dinților la aceste roți este mai simplu, flancurile sînt rectilinii. Necesită o precizie de execuție mai ridicată.

Dimensiunile roților de lanț sînt indicate în figura 12.15, iar relațiile de calcul, în tabelul 12.12.

Forma secțiunii longitudinale a dintelui depinde de lățimea lanțului și de locul ecliselor de ghidare. În figura 12.15, *b* este reprezentată roata pentru eclise exterioare, iar în figura 12.15, *c*, roata pentru eclise interioare de ghidare.

Forma butucului și a discului roții este asemănător cu cea a roților dințate.

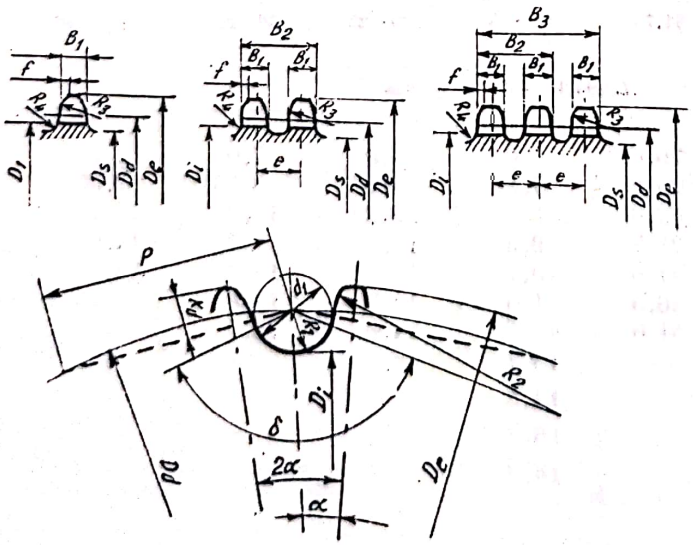


Fig. 12.14. Construcția roților pentru lanțuri articulate.

Scanned with OKEN Scanner

Tabelul 12.12

Relaţii de calcul pentru roţile de lanţ [30]

Parametrul considerat	Mărimea
Diametrul de construcţie D	$\dfrac{p}{\sin\dfrac{180^\circ}{z}}$
Diametrul cercului exterior D_e	$\dfrac{p}{\operatorname{tg}\dfrac{180^\circ}{z}}$
Înălţimea dintelui h	$H_1 + C$ (H_1 = înălţimea dintelui eclisei, măsurată de la centrul articulaţiei)
Jocul la fund C	$0{,}08\ p$
Diametrul cercului interior D_i	$D_e - 2h$
Unghiul la centru al flancurilor active	60° (constant)
Pasul unghiular φ	$\varphi = \dfrac{360}{z}$
Unghiul dintre două flancuri care delimitează un gol δ	$\alpha - \varphi$
Unghiul exterior al flancurilor unui dinte 2θ	$2\delta - \alpha = \alpha - 2\varphi$
Distanţa dintre punctele extreme ale fundului cu două goluri consecutive T_2	$p + \dfrac{2R}{\cos\dfrac{\alpha}{2}} - 2\,h\,\operatorname{tg}\dfrac{\alpha}{2}$
pentru $\alpha = 60^\circ$	$p + \dfrac{2\,R - h}{0{,}866}$; Pentru R vezi figura 12.15
y	$\dfrac{h}{2}$
Grosimea dintelui la jumătatea înălţimii lui, a_y	$p - 2\left(\dfrac{R}{\cos\theta} - y\,\operatorname{tg}\,\theta\right)$

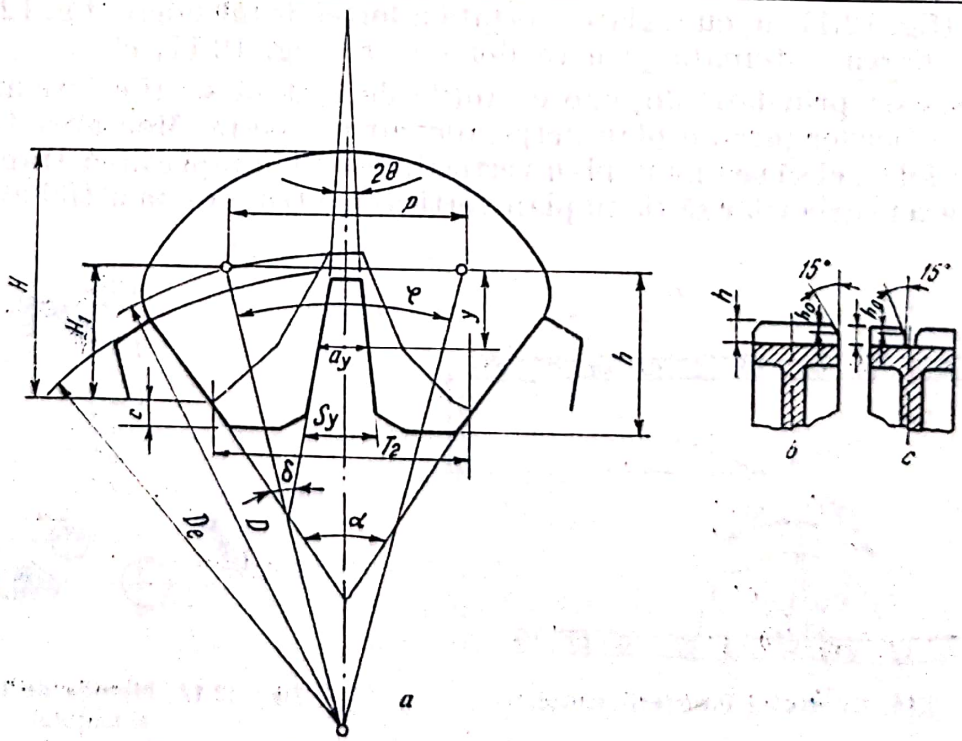


Fig. 12.15. Construcţia roţilor pentru lanţuri dinţate.

12.5. MATERIALE UTILIZATE LA CONSTRUCŢIA ELEMENTELOR TRANSMISIILOR PRIN LANŢ

Eclisele lanţurilor se execută din oţeluri cu conţinut mediu de carbon, sau din oţeluri aliate OLC 45, OLC 50, 40 C 10 etc., în stare îmbunătăţită.

Piesele articulaţiilor, axele, bucşele, se execută din oţeluri de cementare OLC 15, OLC 20 etc. Duritatea ecliselor după tratamentul termic este $HRC = 40..50$; cea a bucşelor rolelor şi bolţurilor este $HRC = 45...60$.

Roţile de lanţ cu dinţi prelucraţi se execută de obicei din oţeluri de îmbunătăţire cu conţinut mediu de carbon (OLC 45), sau oţeluri aliate, pentru viteze şi sarcini mari, unde se cere şi o durabilitate ridicată. Alegerea materialelor pentru elementele lanţului se face după metodica prezentată în capitolul 2.

În tabelul 12.13 se dă un exemplu de calcul pentru transmisiile prin lanţ.

12.6. ELEMENTE DE PROTECŢIA MUNCII ŞI EXPLOATARE A TRANSMISIILOR PRIN LANŢ

Pentru buna funcţionare a transmisiilor prin lanţuri de acţionare sau a celor care intră în construcţia transportoarelor este necesar să fie respectate normele de întreţinere, montaj şi exploatare.

Lanţurile de la transmisii şi cele de la transportoare sînt prevăzute de obicei cu întinzătoare pentru a asigura întinderea necesară funcţionării. Se consideră suficient de întins un lanţ, atunci cînd la o apăsare cu mîna va căpăta o săgeată de 12...25 mm (fig. 12.16).

Întinderea lanţului se poate face prin deplasarea corespunzătoare a motorului, prin plasarea înclinată a motorului pe un dispozitiv articulat sau prin întinzător (fig. 12.17).

Întinzătorul poate fi cu autoreglarea forţei de întindere prin contragreutate (fig. 12.17, *a*) cu reglarea forţată a forţei de întindere (fig. 12.17, *b*), sau cu reglarea automată prin tendor cu arc (fig. 12.17, *c*).

Transmisia prin lanţ impune ca roţile de lanţ să se afle într-un plan iar axele arborilor într-un plan perpendicular pe acesta. Montarea lanţului se face astfel ca el să se afle în plan vertical. Se evită amplasarea transmisiei astfel ca axele arborilor să fie în plan vertical pentru a evita astfel mecanis-

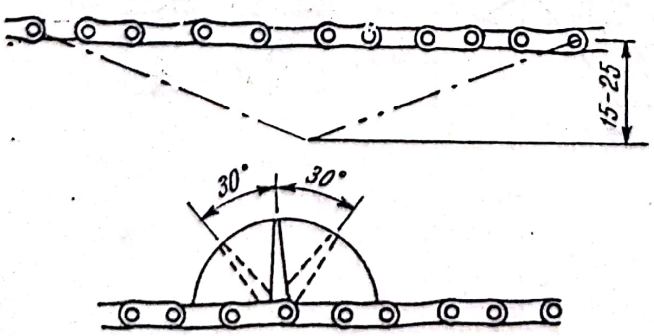


Fig. 2.16. Controlul întinderii lanţului.

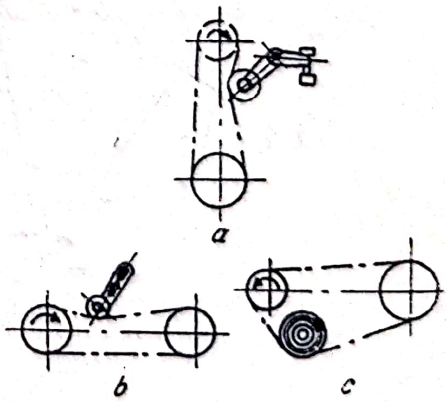


Fig. 12.17. Metode de întindere a lanţului.

Tabelul 12.13

Formular de calcul pentru transmisii prin lanț

Date : $P = 9{,}5$ kW, $n_1 = 150$ rot/min ; $n_2 = 75$ rot/min.
Unghiul de înclinare a axelor față de orizontală, $\alpha_1 = 50°$.

Nr. crt.	Mărimea calculată	Relația de calcul și rezultatul numeric
1	Raportul de transmitere	$i_{12} = \frac{n_1}{n_2} = \frac{150}{75} = 2$
2	Numărul de dinți ai roții de lanț	$z_1 = 27$ (tabelul 12.1) $z_2 = i_{12} z_1 = 54$
3	Pasul roții de lanț	$p \leqslant \frac{5\,800}{\sqrt[3]{n_1^2 z_1}} = \frac{5\,800}{\sqrt[3]{150^2 \cdot 27}} = 68{,}4$ mm. Se alege lanțul cu $p = 19{,}05$ mm, STAS 5174-66
4	Distanța axială	Se acceptă $A = 41 \cdot p = 41 \cdot 19{,}05 = 780$ mm ; $A_{min} = \frac{z_2 - z_1}{\pi} p = \frac{27}{\pi} \cdot 19{,}05 = 164$ mm ; $A > A_{min}$
5	Viteza lanțului	$V = \frac{n_1 z_1 p}{60 \cdot 1000} = \frac{150 \cdot 27 \cdot 19{,}05}{60 \cdot 1000} = 1{,}29$ m/s ; $V_{l\ admis} = 7{,}3 \sqrt{\frac{z_1}{p}} = 7{,}3 \sqrt{\frac{27}{19{,}05}} = 8{,}7$ m/s ; $1{,}29 < 8{,}7$ m/s
6	Numărul de zale	$W = \frac{2A}{p} + \frac{z_1 + z_2}{2} + \frac{(z_2 - z_1)^2 p}{39{,}5\ A} = \frac{2 \cdot 780}{19{,}05} + \frac{27+54}{2} + \frac{(34-27)^2 \cdot 19{,}05}{39{,}5 \cdot 780} = 123$
7	Lungimea lanțului	$L = Wp = 123 \cdot 19{,}05 = 2\,343{,}15$ mm
8	Distanța axială exactă	$A = \frac{a - \sqrt{a^2 - 8b_1}}{4} p = \frac{82{,}5 - \sqrt{82{,}5^2 - 8 \cdot 18{,}45}}{4} \cdot 19{,}05 =$ $= 781{,}05$ mm ; $a = W - \frac{z_1 + z_2}{2} = 123 - \frac{81}{2} = 82{,}5$; $b_1 = \left(\frac{z_2 - z_1}{2\pi}\right)^2 =$ $= \left(\frac{52-27}{2\pi}\right)^2 = 18{,}45$
9	Forța utilă	$F_u = \frac{100 \cdot P}{V} = \frac{100 \cdot 9{,}5}{1{,}29} = 758$ daN ; $F_{u0} = 340$ daN (tabelul 12.5, a). $F_{ua} = F_{u0}/K_e = F_{u0}/K_s K_A K_W K_p K_u K_f = 340/1{,}35 = 252$ daN ; $K_s = 1{,}5$ (tabelul 12.6) ; $K_p = 1$ $K_A = 1{,}9$ (tabelul 12.6) ; $K_u = 1$ } tabelul 12.6 $K_W = 1$ (tabelul 12.6) ; $K_f = 1$

Scanned with OKEN Scanner

Tabelul 12.13 (continuare)

Nr. crt.	Mărimea calculată	Relația de calcul și rezultatul numeric
10	Numărul rîndurilor de lanț	$i_f = \frac{F_u}{F_{ua}} = \frac{758}{252} \cong 3$ rînduri. Se alege lanț triplu simbol 12 A — 3—123 zale, STAS 5174-66
11	Forțele din ramura activă a lanțului	$F_2 = F_1 + F_u$; $F_u = 758$ daN; $F_1 = K_1 \frac{G\,A}{1000}$ daN = $= \frac{2 \cdot 44 \cdot 781}{1000} = 6{,}86$ daN; G — greutatea pe ml — 4,4 kg (STAS 5174-66); $A = 781$ mm; $K_1 = 2$, coeficient funcție de înclinarea distanței între axe; $F_2 = 758 + 6{,}86 = 764{,}86$ daN
12	Coeficientul de siguranță al lanțului	$C = \frac{S_r}{F_2} = \frac{9\,600}{764{,}86} = 12{,}5$; $C_a = 8{,}2$ (tabelul 12.11) $S_r = 9\,600$ daN (tabelul 12.10)
13	Roțile de lanț	Dimensiunile roților de lanț se calculează cu relațiile din STAS 5006-66.

mele de întindere absolut necesare în acest caz (se va căuta în acest caz înclinarea transmisiei).

Ramura motoare a lanțului trebuie să fie cea superioară. Schemele montajelor transmisiilor prin lanț sînt reprezentate în figura 12.18.

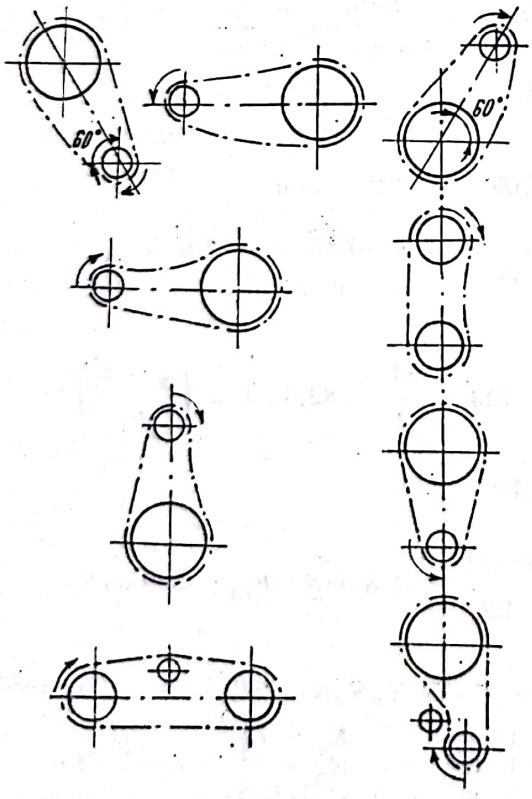


Fig. 12.18. Montajul transmisiilor prin lanț.

Ungerea lanțurilor se face prin imersiune în baie de ulei, sau periodic cu unsoare consistentă. Pentru transmisii cu lanț cu $V_1 < 3$ m/s se recomandă ungerea cu unsoare consistentă pentru rulmenți STAS 1608-65. Lanțurile care lucrează la viteze peste 3 m/s se ung cu ulei mineral, spre exemplu M20, M30 STAS 871-68.

Ungerea cu unsoare se face prin aplicarea pe lanț a unui strat nu prea gros de unsoare și în acest caz nu este necesară protecția transmisiei cu carcasă metalică ci doar cu apărătoare pentru a feri de accidente pe muncitori.

Ungerea cu ulei se mai poate face și prin picurare sau cu o pompă de ulei. În aceste cazuri, transmisia va fi prevăzută cu o carcasă sudată ce dispune de un rezervor de ulei în care se colectează uleiul scurs de pe lanț.

Ca măsură generală de protecția muncii, transmisiile cu lanț vor fi prevăzute cu apărători sau carcase.

Scanned with OKEN Scanner

13.

ORGANELE MECANISMULUI CU BIELĂ ŞI MANIVELĂ

13.1. CONSIDERAŢII TEORETICE PRIVIND CINEMATICA ŞI DINAMICA MECANISMULUI BIELĂ-MANIVELĂ LA MOTOARELE AUTO ŞI DE TRACTOR

Mecanismul cu bielă şi manivelă este destinat transformării mişcării liniare alternative a pistonului într-o mişcare de rotaţie a arborelui motor sau invers.

Mecanismul cu bielă şi manivelă este utilizat în construcţia motoarelor cu ardere internă cu piston ca şi la maşinile de lucru de tipul pompelor, compresoarelor, sau în construcţia unor subansamble de la maşinile agricole, maşinile-unelte etc.

Elementele constructive ale mecanismului cu bielă şi manivelă de la un motor auto sau de tractor rezultă din figura 13.1. În majoritatea construcţiilor de motoare se utilizează mecanismul cu bielă şi manivelă axat (centrat), la care axa de rotaţie a arborelui cotit intersectează axa cilindrului (fig. 13.1). Spre deosebire de aceste construcţii se mai pot utiliza mecanisme dezaxate (fig. 13.2) [87, 83, 12].

Caracteristica mecanismului cu bielă şi manivelă este raportul $\lambda = \frac{r}{l}$,

unde r este raza manivelei şi l lungimea bielei.

Cinematica organelor componente ale mecanismului motor (mecanismul bielă-manivelă) se studiază în regim stabilizat de funcţionare a motorului, la care se consideră viteza unghiulară a arborelui cotit ca fiind constantă. Poziţia mecanismului bielă-manivelă este precizată prin unghiul φ făcut de cotul arborelui cu axa cilindrului în sensul de rotaţie şi de unghiul de înclinare a bielei faţă de axa cilindrului ψ.

Relaţiile aproximative utilizate pentru determinarea spaţiului x, a vitezei şi acceleraţiei se stabilesc ţinînd seama de tipul mecanismului motor şi sînt prezentate în tabelul 13.1.

Scanned with OKEN Scanner

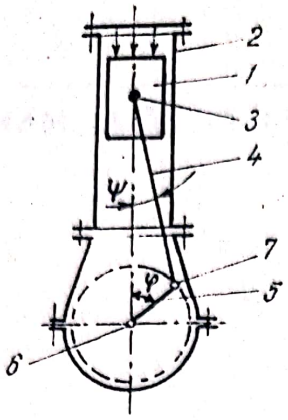


Fig. 13.1 Mecanismul cu bielă și manivelă centrat ; 1 — piston ; 2 — cilindru : 3 — bolț ; 4 — bielă ; 5— manivelă; 6 — arbore motor; 7—butonul manivelei.

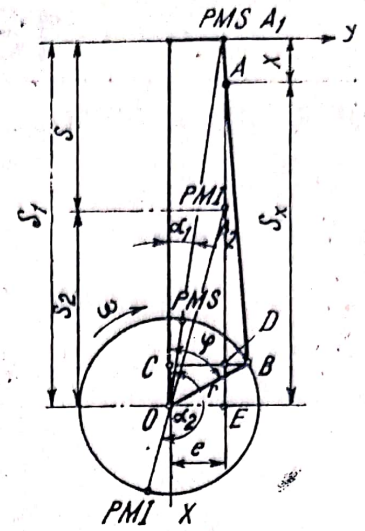


Fig. 13.2. Mecanismul cu bielă și manivelă dezaxat.

Din analiza relațiilor din tabelul 13.1 rezultă că spațiul parcurs de piston la mecanismele dezaxate diferă de situația similară la un mecanism centrat prin termenul $\lambda K \sin\varphi$, care ia în considerare efectul dezaxării.

Tabelul 13.1

Relații de calcul pentru spațiu, viteză și accelerație

Mecanismul bielă-manivelă centrat (axat)	legea spațiului parcurs de piston	$x = r\left[(1-\cos\varphi) \pm \frac{\lambda}{2}(1-\cos 2\varphi)\right]$ (13.1)
	legea vitezei pistonului	$V = r\omega\left(\sin\varphi \pm \frac{\lambda}{2}\sin 2\varphi\right)$ (13.2)
	legea accelerației	$a = r\omega^2(\cos\varphi \pm \lambda\cos 2\varphi)$ (13.3)
Mecanismul bielă-manivelă dezaxat	legea spațiului	$x = r\left[(1-\cos\varphi) \pm \frac{\lambda}{4}(1-\cos 2\varphi) - \right.$ $\left. - \lambda K \sin\varphi\right]$ (13.4) $K = \frac{e}{r}$, unde e este valoarea dezaxării (fig. 13.2)
	legea vitezei	$V = r\omega\left(\sin\varphi \pm \frac{\lambda}{2}\sin 2\varphi - K\lambda\cos\varphi\right)$ (13.5)
	legea accelerației	$a = r\omega^2[\cos\varphi \pm \lambda\cos 2\varphi + K\lambda\sin\varphi)]$ (13.6)

Scanned with OKEN Scanner

Cursa pistonului la mecanismele dezaxate este mai mare ca în cazul mecanismelor centrate. Practic, $K\lambda = 0{,}01 \ldots 0{,}06$, pentru valori uzuale întîlnite în construcţia motoarelor.

Forţele din mecanismul cu bielă şi manivelă

La funcţionarea motorului, asupra elementelor mecanismului cu bielă şi manivelă acţionează în principal următoarele categorii de forţe : forţa generată de presiunea gazelor din cilindru, forţe de inerţie, forţe de frecare şi forţe de greutate.

Forţele produse de presiunea gazelor sînt forţe interioare care se echilibrează în interiorul motorului şi nu se transmit reazemelor [79, 83, 87].

Forţa rezultantă a presiunii gazelor din cilindru, aplicată pe capul pistonului, este dată de relaţia

$$F_p = \frac{\pi D^2}{4}(p_g - p_0) \qquad (13.7)$$

unde :

D este diametrul cilindrului ;

p_g — presiunea indicată a gazelor [daN/cm²] ;

p_0 — presiunea mediului ambiant (presiunea pe suprafaţa interioară a pistonului : $p_0 = 1$ daN/cm²).

Variaţia forţei F_p în funcţie de unghiul de rotire al arborelui cotit φ, la un motor în 4 timpi, este dată în figura 13.3 [83, 87].

Forţele de inerţie sînt produse de masele cu mişcare accelerată ale mecanismului bielă-manivelă şi anume : grupul piston, grupul bielă, arborele cotit. După natura mişcării acestor mase se disting : forţe de inerţie produse de organele în mişcare de translaţie, forţe de inerţie produse de organe în mişcare de rotaţie şi forţe de inerţie proprii mişcării bielei. Ansamblul acestor forţe este transmis de mecanismul motor în exterior reazemelor, provocînd vibraţia motorului.

Dacă motorul este fixat rigid pe cadru, forţele ce acţionează asupra cilindrului vor fi resimţite de cadru, care va primi şocuri. În cazul motorului fixat elastic pe cadru, forţele de inerţie nu se transmit cadrului.

La motoarele policilindrice, forţele de inerţie pot forma momente de răsturnare în planul cilindrilor care după dispoziţia cilindrilor şi a pistoanelor se pot însuma sau anula reciproc (în anumite cazuri) [12, 83, 87].

Forţa de inerţie dezvoltată de organele care compun grupul piston (piston, segmenţi, bolţ) este dată de relaţia obţinută prin considerarea primilor 2 termeni din dezvoltarea în serie a relaţiei (13.3) din tabelul 13.1.

$$F_{it} = -m_p a_p = -m_p r\omega^2(\cos\varphi + \lambda\cos 2\varphi) \qquad (13.8)$$

unde :

m_p este masa totală a pieselor componente ;

a_p — acceleraţia pistonului.

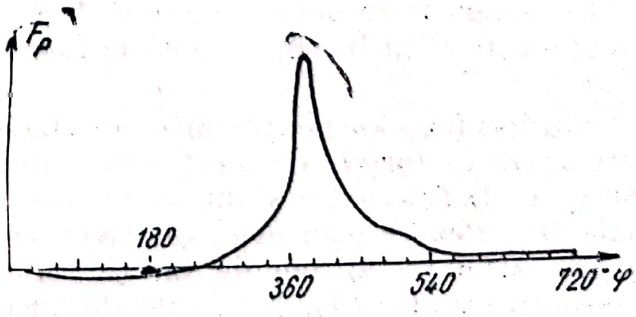


Fig. 13.3. Variaţia forţei F_p în funcţie de unghiul φ.

Scanned with OKEN Scanner

Forţa de inerţie F_{it} acţionează după axa cilindrului avînd sensul variabil în cursul unui ciclu, întotdeauna invers acceleraţiei şi din această cauză se adună sau se scade din forţa dată de presiunea gazelor F_p.

Forţa de inerţie a pieselor cu mişcare de rotaţie se determină cu o relaţie de tipul :

$$F_{ir} = m_r \, \rho_g \cdot \omega^2 \tag{13.9}$$

unde :

m_r este masa pieselor în mişcare de rotaţie concentrată în centrul de greutate ;

ρ_g — raza centrului de greutate faţă de axa de rotaţie.

Pentru arborele cotit, ţinînd seama de părţile sale componente şi de poziţia centrului de greutate al fiecăreia (braţe, fusuri, manetoane, contragreutăţi) se va putea scrie

$$F_{ir} = \omega^2(m_{bc} \, \rho_{Gbc} + m_{cg} \, \rho_{Gcg} + m_{fm} \, \rho_{Gfm}), \tag{13.10}$$

unde indicii se referă la braţe (bc), contragreutăţi (cg) şi fusuri maneton (fm).

Forţa F_{ir} lucrează în planul cotului arborelui cotit şi se poate înlocui cu două forţe : F_{iro} — componenta orizontală şi F_{irv} — componenta verticală (fig. 13.4) :

$$F_{iro} = F_{ir} \sin\varphi ; \tag{13.11}$$

$$F_{irv} = F_{ir} \cos\varphi. \tag{13.12}$$

Componentele F_{irv} şi F_{iro} produc trepidaţii după axa cilindrului şi respectiv în planul perpendicular pe axa cilindrului.

Forţele de inerţie ale bielei rezultate din mişcarea plană a bielei se vor exprima ţinînd seama de componentele corespunzătoare celor trei acceleraţii [12, 83, 87] :

— forţa de inerţie corespunzătoare mişcării de translaţie, F_{ib1} ;

— forţa de inerţie corespunzătoare acceleraţiei normale din mişcarea de rotaţie, F_{ib2} ;

— forţa de inerţie corespunzătoare acceleraţiei tangenţiale din mişcarea de rotaţie, F_{ib3}.

Considerînd un punct material A al bielei, situat la distanţa x de centrul de greutate G al bielei, forţele de inerţie elementare vor fi cele din figura 13.5.

Studiul forţelor pentru mişcarea bielei în raport cu centrul său de greutate arată că forţele de inerţie se reduc la o forţă de inerţie rezultată din mişcarea de translaţie şi un moment al cuplului forţelor de inerţie tangenţiale M_{ib}. Pentru uşurinţa calculelor, se înlocuieşte biela cu 2 mase concentrate, astfel ca forţele de inerţie în ansamblu să rămînă nemodificate (concentrare statică). Lucrările de specialitate prezintă metoda de lucru în aceste cazuri [81, 12, 87].

Scanned with OKEN Scanner

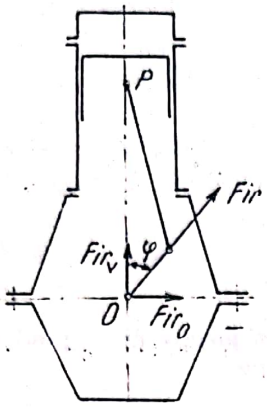


Fig. 13.4. Schema forțelor de inerție.

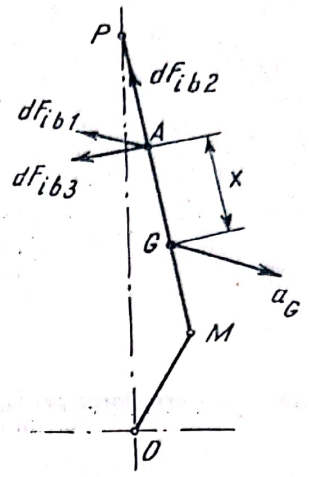


Fig. 13.5. Forțele de inerție ale bielei.

Forțele rezultante. Forța rezultantă transmisă de piston va reprezenta suma forțelor de presiune și de inerție :

$$F = F_p + F_i = \frac{\pi D^2}{4}(p_g - p_0) - m_{tot}\, a_p \qquad (13.13)$$

unde :

m_{tot} este masa totală a grupului piston și cota parte din bielă ce execută mișcarea de translație, considerată ca masă concentrată în piciorul bielei.

Forța F se descompune după normala la cilindru și după axa bielei (fig. 13.6) :

$$F_n = F \operatorname{tg}\psi ; \qquad (13.14)$$

$$F_b = \frac{F}{\cos\psi}. \qquad (13.15)$$

În butonul manivelei (M), forța din bielă (F_b) se descompune în componenta F_t, după normala la planul cotului și componenta F_r, după direcția brațelor cotului :

$$F_t = F_b \sin(\psi + \varphi) = \frac{F\sin(\psi + \varphi)}{\cos\psi}; \qquad (13.16)$$

$$F_r = F_b \cos(\psi + \varphi) = \frac{F\cos(\psi + \varphi)}{\cos\psi}. \qquad (13.17)$$

Momentul motor va fi dat de forța F_t și are valoarea

$$M_t = F_b\, r \sin(\varphi + \psi) = F_t\, r. \qquad (13.18)$$

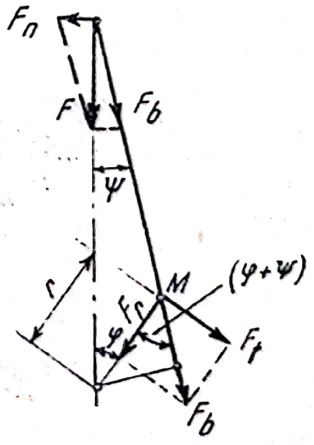


Fig. 13.6. Forțele ce lucrează pe elementele mecanismului i cu bielă și manivelă.

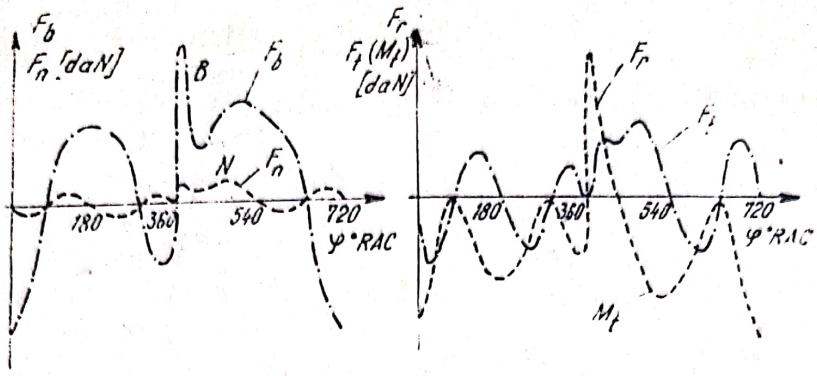


Fig. 13.7. Variația forțelor F_n, F_b, F_t, F_r, în funcție de unghiul φ, la un motor în 4 timpi.

În figura 13.7 se prezintă variația componentelor F_n, F_b, F_t și F_r, în funcție de unghiul φ, pentru un motor în 4 timpi.

Curba de variație a forței F_t este reprezentată la altă scară față de curba de variație a cuplului motor M_t.

Este evidentă variația cuplului M_t ca o funcție periodică de timp, ceea ce are drept consecință existența unor situații caracteristice, cînd $F_t = 0$ și $F_r = max$ și în alt caz, $F_t = max$ și $F_r = 0$.

Această variație în timp a cuplului motor determină o variație a vitezei unghiulare în decursul unui ciclu. Pentru a limita domeniul de variație a vitezei unghiulare este necesară introducerea volantului pentru uniformizarea mișcării. O consecință imediată a variației periodice a forțelor este solicitarea la oboseală a elementelor componente ale mecanismului motor.

13.2. ORGANELE COMPONENTE ALE MECANISMULUI CU BIELĂ ȘI MANIVELĂ. ARBORI COTIȚI

Arborii cotiți sînt organe de mașini care se rotesc în jurul axei lor longitudinale și care transformă cu ajutorul bielelor sau culiselor, o mișcare rectilinie alternantă într-o mișcare de rotație sau invers (fig. 13.8). Arborii cotiți transmit momentul motor altor organe cu care sînt asamblați.

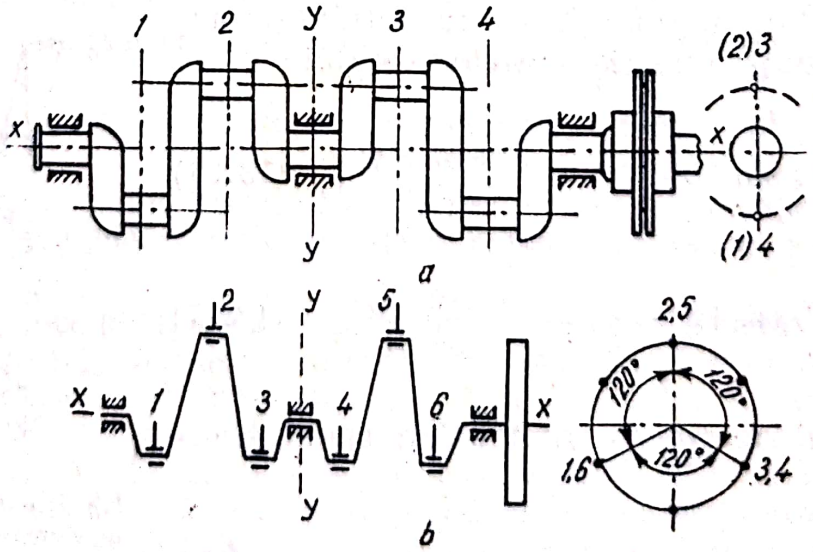


Fig. 13.8. Arbore cotit.

Clasificarea arborilor cotiți se prezintă în tabelul 13.2.

Arborele cotit este format din brațe și manetoane (fusuri de bielă) și fusuri paliere. Numărul coturilor este egal cu numărul cilindrilor unui motor.

Alegerea materialului se va face în funcție de puterea motorului, tipul mașinii, felul solicitărilor, condițiile de funcționare precum și greutatea motorului. Se utilizează oțeluri cu $\sigma_r > 50$ daN/mm^2 din grupa oțelurilor carbon, aliate de îmbunătățire, de cementare etc. (vezi cap. 2). Procedeele de prelucrare a semifabricatelor pentru arborii cotiți cuprind forjarea liberă, matrițarea și turnarea. În ultima vreme se utilizează și arbori turnați din fontă cu grafit nodular.

13.2.1. Calculul arborilor cotiți

Dimensiunile arborelui cotit se stabilesc printr-o anteproiectare, în funcție de alezajul cilindrului, distanța între cilindrii, procesul tehnologic de confecționare, modul de echilibrare, condiții constructive pentru manetoane, fusuri paliere, date legate de motor etc.

Metoda de calcul a arborilor cotiți presupune etapele [79, 119]:

— stabilirea amănunțită a forțelor și momentelor de torsiune pentru un ciclu de funcționare, în vederea determinării pozițiilor defavorabile, pentru calcul;

— înlocuirea coturilor și găsirea unui arbore echivalent cu cel real, pentru a se determina deformațiile;

— determinarea reacțiunilor cu luarea în considerare a contribuției date de toți cilindrii la încărcarea lagărelor;

— stabilirea eforturilor unitare și verificarea la oboseală;

— calculul la vibrații torsionale și flexionale;

— echilibrarea maselor în mișcare.

Ținînd seamă că un arbore cotit de la un motor cu mai mulți cilindri este static nedeterminat, se va utiliza una din metodele adecvate în acest caz, pentru a stabili reacțiunile în reazeme (teorema Castigliano, teorema celor 3 momente, teorema Maxwell-Mohr etc.). Se mai poate lua în considerare o metodă simplificatoare, de a fracționa arborele cotit în porțiuni cuprinzînd un singur cot și considerînd porțiunile ca fiind grinzi simplu rezemate. Calculul de verificare se va aplica cotului celui mai solicitat.

Calculul de verificare se va face în două situații caracteristice:

a) la pornire, sau la turații reduse, cînd în cilindru acționează presiunile maxime iar forțele masice sînt încă fără importanță ca valoare;

b) în exploatare de regim.

Se recomandă întocmirea unui tabel care să cuprindă valorile forțelor și momentelor pentru fiecare cot în funcție de unghiul de rotire a arborelui cotit. Din acest tabel se aleg pozițiile de calcul pentru eforturile unitare. În general aceste poziții sînt [79, 119]:

— punctul mort superior (PMS), la motoarele în 2 timpi cu pînă la 4 cilindri și la motoarele în 4 timpi cu un număr de cilindri sub 8, pentru perioada de pornire, sau la turații $n < 0{,}5\, n_{regim}$. În această poziție $F_{rmax} = F_b$;

— poziția pentru care forțele tangențiale sînt maxime. Această poziție, în aceleași ipoteze, se află la 30° față de PMS. Uneori, sub efectul forțelor masice, această poziție poate fi mult decalată față de PMS.

Scanned with OKEN Scanner

Tabelul 13.2

Clasificarea arborilor cotiți

Criteriul de clasificare	Caracterizarea arborilor cotiți		
după formă	geometrică	numărul coturilor	cu un cot
			cu mai multe coturi
			cu diametre constante
			cu diametre variabile
	constructivă	asamblați din bucăți	
		dintr-o bucată	
după greutate	tip ușor		
	tip mijlociu		
	tip greu		
după condițiile de funcționare	forțe pe reazem	static determinați	
		static nedeterminați	
	putere	ușor încărcați	
		greu încărcați	
		pentru scopuri speciale	
	acțiunea forțelor	o forță variabilă între reazeme	
		mai multe forțe variabile între reazeme	
	turații	mici	
		mijlocii	
		mari	
	echilibrare	complet echilibrați	
		parțial echilibrați	
		neechilibrați	
	vibrații	cu vibrații amortizate	complet
			parțial
		cu vibrații neamortizate	
	pentru mașini motoare	cu aburi	
		motoare cu combustie internă	
	mașini generatoare	pompe	
		compresoare	
	mașini de lucru	prese cu manivelă	
		mașini agricole etc.	
după poziție	orizontali		
	verticali		
	înclinați		

Scanned with OKEN Scanner

Pentru verificarea la oboseală sînt importante poziţiile la care forţele masice au acţiune de durată, adică la funcţionarea cu turaţia de regim. În acest sens se reface un nou tabel din care se va alege cotul şi poziţia cu amplitudinea maximă a forţelor indicate şi a momentelor. Înlocuirea coturilor şi calculul de vibraţii nu se prezintă în acest curs, deoarece constituie obiectul altei discipline. Detalii privind metodica de lucru se dau în lucrările [79, 119].

13.2.1.1. Forţa rezultantă pe lagărele arborilor cotiţi

Cunoaşterea forţelor ce lucrează în lagărele arborilor cotiţi este necesară pentru a se putea efectua calculele de verificare.

Lagărele bielelor, respectiv fusurile manetoanelor sînt supuse acţiunii forţelor mecanismului propriu adică forţelor din bielă F_b şi a forţelor de inerţie dezvoltate de masa bielei cu mişcare de rotaţie, considerată concentrată în butonul manivelei, F_{ib2}, pentru concentrarea statică. Aceste forţe se compun geometric pentru fiecare poziţie a braţului manivelei şi se găseşte astfel forţa rezultantă F_m ce încarcă lagărul din fusul bielei în fiecare moment. Dacă se reprezintă grafic variaţia forţei rezultante F_m ce lucrează pe fusul maneton, în funcţie de unghiul φ, se obţine diagrama polară sau în coordonate carteziene, reprezentată în figurile 13.9, respectiv 13.10. Trasarea diagramei polare s-a făcut pentru intervale de 30° [12, 83, 87];

$$\bar{F}_m = \bar{F}_b + \bar{F}_{ib2} = \bar{F}_t + \bar{F}_r + \bar{F}_{ib2}.$$

Diagrama trasată în coordonate carteziene permite determinarea încărcării medii a fusului maneton.

$$F_{mmed} = \frac{1}{\theta}\int_0^{\theta} F_m \, d\varphi, \qquad (13.19)$$

unde θ este unghiul ce defineşte poziţia manivelei în momentul calculării forţei pe maneton.

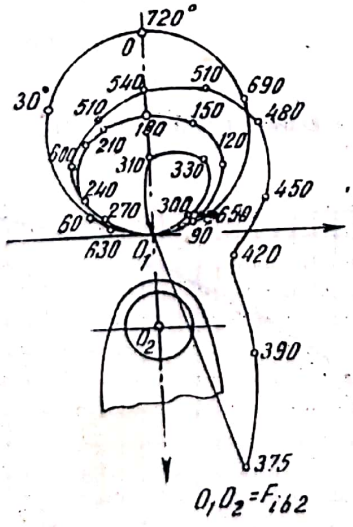


Fig. 13.9. Diagrama polară a forţei rezultante F_m, în funcţie de unghiul φ.

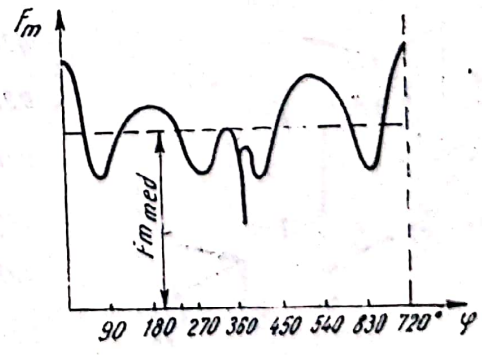


Fig. 13.10. Variaţia forţei F_m, în funcţie de unghiul φ — (coordonate carteziene).

Scanned with OKEN Scanner

Lagărele de reazem ale arborelui cotit sînt încărcate în mod complex. Pentru determinarea reacţiunilor din lagărele arborilor cotiţi static nedeterminaţi se folosesc metodele din „Rezistenţa materialelor".

13.2.1.2. Eforturi unitare şi elemente de calcul la oboseală pentru fusuri şi braţe

Poziţiile de calcul sînt PMS, cînd forţa din bielă se transmite ca forţă radială maximă ($F_{rmax} = F_b$) şi poziţia pentru care forţa tangenţială este maximă. Determinarea eforturilor unitare din braţe şi fusuri pentru poziţia cu forţa radială maximă (în planul cotului) (fig. 13.11) este prezentată în tabelul 13.3, iar pentru cea cu forţa tangenţială maximă în tabelul 13.4.

Valorile eforturilor unitare admisibile pentru elementele arborelui cotit se indică în tabelul 13.5.

Pentru verificarea la oboseală se procedează conform metodei de calcul din tabelul 13.3 şi 13.4, după ce s-au stabilit poziţiile de calcul, care dau amplitudinea maximă şi se determină eforturile unitare maxime şi minime aşa cum s-a arătat la subcapitolul 13.2.1. Se vor evalua coeficien-

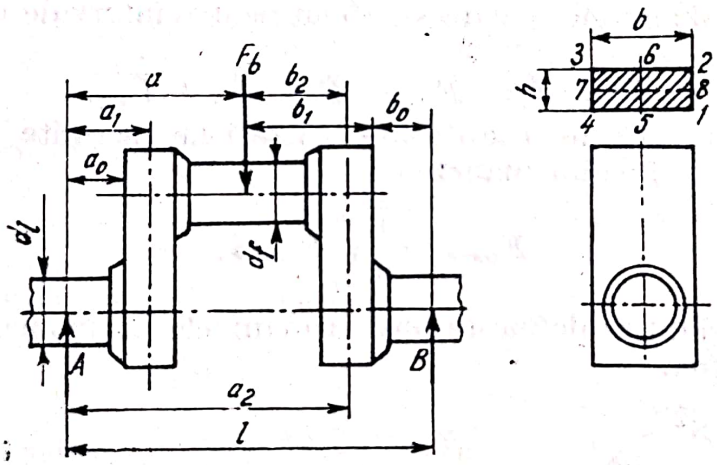


Fig. 13.11. Schema de calcul pentru arbori cotiţi.

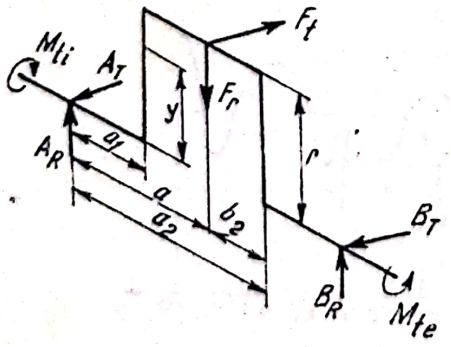


Fig. 13.12. Schema de calcul pentru arbori cotiţi în cazul cînd lucrează forţele F_t şi F_r.

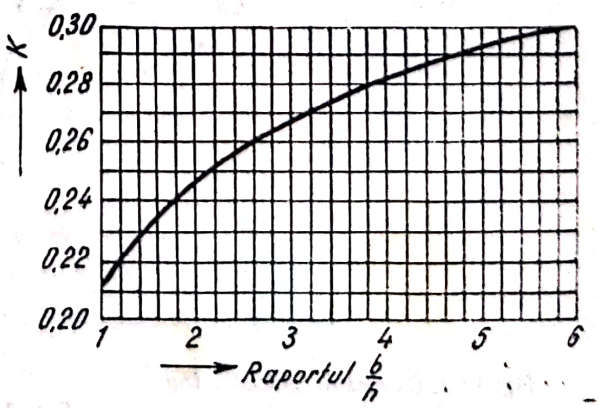


Fig. 13.13. Diagrama coeficientului K.

Scanned with OKEN Scanner

Tabelul 13.3

Calculul eforturilor unitare din braţe şi fusuri pentru poziţia cu forţa radială maximă

Elementul cotului	Felul solicitării	Forţa sau momentul activ	Mărimea efortului unitar [daN/cm²]	Relaţia	Observaţii
Fusul maneton	Încovoiere	$M_{if} = A\,a$	$\sigma_{if} = \frac{A\,a}{W_f}$	13.20	$W_f = \frac{\pi d_f^3}{32}$, fus plin; $W_f = \frac{\pi}{32}\,\frac{d_f^4 - d_{fi}^4}{d_f}$ fus maneton găurit, cu diametrul interior d_{fi}
	Răsucire	$M_{tm} = 95\,500 \cdot \frac{P_1}{n_1}(z_1 - 1)$	$\tau_f = \frac{M_{tm}}{W_p}$	13.21	P_1 puterea ce revine unui cilindru; M_{tm} — momentul de torsiune ce provine de la ceilalţi cilindri, anteriori
	Solicitare compusă	—	$\sigma_{red\,f} = \sqrt{(\sigma_{if})^2 + 4\tau_f^2}$	13.22	
Braţul stîng	Compresiune	A	$\sigma_{cs} = \frac{A}{bh}$	13.23	σ_{cs} — uniform repartizat pe secţiune
	Încovoiere în planul cotului	$M_i = A\,a_1$	$\sigma_{i1s} = \frac{A\,a_1}{\frac{bh^2}{6}}$	13.24	Efortul unitar este maxim de-a lungul fibrei *1 — 4*, respectiv *2—3*
	Încovoiere în planul perpendicular pe planul cotului	M_{tm}	$\sigma_{i2s} = \pm \frac{M_{tm}}{\frac{b^2h}{6}}$	13.25	Efortul unitar este maxim de-a lungul laturilor *1—2*, respectiv *3—4*. Acest efort apare numai de la al doilea cot şi se datoreşte momentului de torsiune M_{tm}, dat de cilindrii dinaintea cotului examinat
	Solicitare compusă	—	$\sigma_{1s} = \sigma_{cs1} \pm (\sigma_{i1s} + \sigma_{i2s})$; $\sigma_{1s} = (\sigma_{cs} + \sigma_{i1s}) \leqslant \sigma_a$ $\sigma_{1s} = [\sigma_{cs} \pm (\sigma_{i1s} + \sigma_{i2s})] \leqslant \sigma_a$	13.26	Efortul unitar σ_{1s} este calculat în punctul *1* al secţiunii braţului (vezi fig. 13.11). Dacă cotul examinat este primul din arborele cotit. Însumarea efortului unitar se face punct cu punct

Scanned with OKEN Scanner

Tabelul 13.3 (continuare)

Elementul cotului	Felul solicitării	Forța sau momentul activ	Mărimea efortului unitar [daN/cm²]	Relația	Observații
Brațul drept	Se calculează ca și brațul sting avînd aceleași solicitări:				
	Compresiune	$F_b - A$	$\sigma_{cD} = \frac{F_b - A}{bh}$	13.27	
	Încovoiere în planul cotului	$M_{iD} = A\,a_2 - F_b\,b_2$	$\sigma_{iD_1} = \frac{A\,a_2 - F_b\,b_2}{\frac{bh^2}{6}}$	13.28	Efortul unitar σ_{iD_1} este maxim de-a lungul laturii *1—4* respectiv *2—3*
	Încovoiere în planul perpendicular pe planul cotului	M_{tm}	$\sigma_{iD_2} = \frac{\pm M_{tm}}{\frac{b^2h}{6}}$	13.29	Efortul unitar σ_{iD_2} este maxim de-a lungul laturii *1—2* respectiv *3—4*
	Solicitare compusă		$\sigma_{1D} = \sigma_{cD} \pm (\sigma_{iD_1} + \sigma_{iD_2})$; $\sigma_{1D} \leqslant \sigma_a$	13.30	Însumarea eforturilor se face punct cu punct
Fusul palier	Încovoiere în planul cotului	$M_i = A\,a_0$	$\sigma_{il} = \pm\frac{A\,a_0}{\frac{\pi}{32}d_l^3}$	13.31	Dacă fusul are secțiune inelară, $W = \frac{\pi}{32}\frac{d_i^4 - d_{l_1}^4}{d_{l_1}}$, unde d_{l_1} este diametrul interior al găurii din fus
	Torsiune	M_{tm}	$\tau_{tl} = \frac{M_{tm}}{W_p}$	13.32	$W_p = \frac{\pi}{16}\cdot d_l^3$. Dacă fusul aparține primului cot această solicitare nu există
Fusul palier	Solicitare compusă	$\sigma_{red} = \sqrt{\sigma_i^2 + 4\tau_{il}^2} \leqslant \sigma_{ai}$		13.33	$\sigma_{ai} = 800 \div 1\,600$ daN/cm², pentru OLC 45

Scanned with OKEN Scanner

Tabelul 13.4

Calculul eforturilor unitare din braţe şi fusuri pentru poziţia cu forţa tangenţială maximă

Elementul cotului	Solicitarea	Forţa sau momentul	Efortul unitar	Relaţia	Observaţii
1	2	3	4	5	6
Fusul maneton	Încovoiere în planul cotului şi perpendicular pe cot	$M'_{if}=A_R a$ $M''_{if}=A_T a$	$\sigma'_{if}=\frac{A_R a}{W_f}$ $\sigma''_{if}=\frac{A_T a}{W_f}$	13.34 13.35	$W_f=\frac{\pi d_f^3}{32}$, fus plin; $W_f=\frac{\pi}{32}\cdot\frac{d_f^4-d_{f1}^4}{df}$, fus gol cu diametrul interior d_{f1}
	Torsiune	$M_t=A_T r+M_{tm}$ $M_{tm}=\sum_{i=1}^{z-1} M_{ti}$	$\tau'_f=\frac{A_T r+M_{tm}}{W_{pf}}$	13.36	$W_{pf}=2W_f$
	Solicitare compusă	—	$\sigma_{if}=\sqrt{\sigma'^2_{if}+\sigma''^2_{if}}$ $\sigma_{red}=\sqrt{\sigma^2_{if}+4\tau'}$	13.37 13.38	
Braţul stîng al cotului	Încovoiere în planul cotului	$M'_{is}=A_R a_1$	$\sigma'_{is}=\pm\frac{A_R a_1}{\frac{bh^2}{6}}$	13.39	Efortul σ'_{is} este maxim de-a lungul laturii *1—4*, respectiv *2—3* (vezi fig. 13.11)
	Încovoiere în plan perpendicular pe planul cotului	$M''_{is}=M_{tm}+A_T y$	$\sigma''_{is}=\pm\frac{M_{tm}+A_T y}{\frac{b^2h}{6}}$	13.40	Momentul M''_{is} e variabil cu y; σ''_{is} este maxim în laturile *1—2* şi *3—4*. Momentul de torsiune de intrare M_{tm} se introduce cu semnul său
	Compresiune sau întindere	A_R	$\sigma_{cs}=\frac{A_R}{bh}$	13.41	
	Torsiune	$M_t=A_T a_1$	$\tau_{ts}=\frac{A_T a_1}{K b^2 h}$	13.42	$K=f\left(\frac{b}{h}\right)$, figura 13.13; efortul τ_{ts} este maxim în punctele *5—6* şi *7—8* (fig. 13.11)
	Forfecare	A_T	$\tau_{fs}\cong\frac{A_T}{\frac{2}{3}bh}$	13.43	Eforturile unitare τ_{fs} sînt maxime în axa neutră *5—6*

Scanned with OKEN Scanner

Tabelul 13.4 (continuare)

Elementul cotului	Solicitarea	Forța sau momentul	Efortul unitar	Relația	Observații
1	2	3	4	5	6
	Solicitare compusă	În colțuri : $\sigma = \sigma_{cs} \pm (\sigma'_{is} + \sigma''_{is})$ La mijlocul laturilor : $\tau_t = \tau_{ts} + \tau_{fs}$; În 5 : $\sigma_5 = \sigma'_{is} + \sigma_{c5}$; În orice alt punct : $\sigma_{rez} = \sqrt{\sigma^2 + 4\tau^2} \leqslant \sigma_a$		13.44	Adunarea eforturilor se face punct cu punct. Verificarea se face pentru colțuri și mijloacele laturilor lungi ale secțiunii
Brațul drept al cotului	Încovoiere în planul cotului	$M'_{iD} = A_R a_2 - F_r b_2$	$\sigma'_{iD} = \dfrac{A_R a_2 - F_r b_2}{\dfrac{bh^2}{6}}$	13.45	Efortul unitar este maxim pe laturile *1—4* și *2—3*
	Încovoiere în planul perpendicular pe planul cotului	$M''_{iD} = M_{tm} + A_T y + F_t(r-y)$	$\sigma''_{iD} = \dfrac{M_{tm} + A_T y}{\dfrac{b^2 h}{6}} + \dfrac{F_t(r-y)}{\dfrac{b^2 h}{6}}$	13.46	Efortul unitar este maxim pe laturile *1—2* și *3—4*
	Compresiune sau întindere	$A_R - F_r$	$\sigma_{cD} = \dfrac{A_R - F_r}{bh}$	13.47	
	Torsiune	$M_{tD} = A_T a_2 - F_t b_2$	$\tau_{tD} = \dfrac{A_T a_2 - F_t b_2}{Kbh^2}$	13.48	Efortul unitar este maxim la mijloacele laturilor *5—6* și *7—8*
	Forfecare	$A_T - F_t$	$\tau_{fD} \cong \dfrac{A_T - F_t}{\dfrac{2}{3} bh}$	13.49	Eforturile unitare sînt maxime în axa neutră *5—6*
	Solicitare compusă	Însumarea eforturilor se face punct cu punct ca în cazul brațului sting			
Fusul palier din lagărul sting	Încovoiere în planul cotului	$M'_t \, l_s = A_R a_0$	$\sigma'_{ils} = \pm \dfrac{A_R a_0}{\dfrac{\pi d_l^3}{32}}$	13.50	a_0 — vezi fig. 13.11
	Încovoiere în plan perpendicular pe planul cotului	$M''_{ils} = A_T a_0$	$\sigma''_{ils} = \pm \dfrac{A_T a_0 \cdot 32}{\pi d_l^3}$ Efort unitar rezultant la încovoiere : $\sigma_{ils} = \sqrt{\sigma'^2_{ils} + \sigma''^2_{ils}}$	13.51	

Scanned with OKEN Scanner

Tabelul 13.4 (continuare)

Elementul cotului	Solicitarea	Forța sau momentul	Efortul unitar	Relația	Observații
1	2	3	4	5	6
	Torsiune	$M_{tm} = \sum_{i=1}^{z-1} M_{ti}$	$\tau_{tls} = \frac{\sum_{1}^{z-1} M_{ti}}{\frac{\pi d_l^3}{16}}$	13.52	
	Solicitare compusă		$\sigma_{redls} = \sqrt{\sigma_{ils}^2 + 4\tau_{tls}^2} \leqslant \sigma_a$	13.53	
Fusul din lagărul drept	Încovoiere în planul cotului	$M'_{ilD} = A_R(l - b_0) - F_r b_1$	$\sigma'_{ilD} = \frac{M'_{ilD}}{\frac{\pi d_{lD}^2}{32}}$	13.54	Vezi și figura 13.11
	Încovoiere în planul perpendicular pe planul cotului	$M''_{ilD} = A_T(l - b_0) - F_t b_1$	$\sigma''_{ilD} = \frac{M''_{ilD}}{\frac{\pi d_{lD}^3}{32}}$	13.55	
		Efort unitar rezultant la încovoiere	$\sigma_{ilD} = \sqrt{\sigma'^2_{ilD} + \sigma''^2_{ilD}}$		
	Torsiune	$M_{tm} + F_t \cdot r$	$\tau_{tlD} = \frac{M_{tm} + F_t \cdot r}{\frac{\pi d_{lD}^3}{16}}$	13.56	
	Solicitare compusă		$\sigma_{red} = \sqrt{\sigma_{ilD}^2 + 4\tau_{tlD}^2} \leqslant \sigma_a$	13.57	

Tabelul 13.5

Valorile eforturilor unitare admisibile pentru elementele arborelui cotit [23]

Eforturile unitare reduse, maxim admisibile [daN/cm²], pentru poziția cu forța tangențială maximă;				
Felul materialului	Felul motorului sau agregatului	Maneton	Braț de manivelă	Fus
Oțel carbon	Motoare de automobil și tractor	500—1 000	700—1 000	300—600
	Motoare grele lente	500—1 000	500—1 000	300—500
Rezistențele admisibile σ_{ai} [daN/cm²], pentru poziția cu forța radială maximă				
Oțel carbon	Motoare Diesel de automobil și prese mecanice	800—1 400		600—800
Oțeluri aliate de calitate superioară	Motoare de aviație		1 500—2 000 (2 300 *)	
* În cazul arborilor cotiți pentru presele mecanice				

Scanned with OKEN Scanner

Tabelul 13.6

Valori pentru coeficienţii concentratori de tensiune $\beta_{k\sigma}$ şi $\beta_{k\tau}$ şi ε [83]

Rezistenţa de rupere a oţelului [daN/mm²]	Încovoiere $\beta_{k\sigma}$		Răsucire $\beta_{k\tau}$
	$\frac{a}{d}$ = 0,06 ... 0,1	$\frac{a}{d}$ = 0,15 ... 0,25	$\frac{a}{d}$ = 0,05 ... 0,25
⩽ 70	2,00	1,8	1,75
90	2,12	1,9	1,90
⩽100	2,35	2,1	2,00
Încovoiere		Răsucire	
$\frac{r}{b}$	$\frac{\beta_k}{\varepsilon_m}$	$\frac{r}{d}$	$\frac{\beta_k}{\varepsilon_m}$
0,15	3,5	0,08	2,65
0,20	2,8	0,1	2,2
0,25	2,4	0,15	1,9
0,30	2,1	0,20	1,7
0,35	2,0	—	—

ţii $\beta_{K\sigma}$ şi $\beta_{K\tau}$; $\varepsilon_{m\sigma}$ şi $\varepsilon_{m\tau}$ care caracterizează concentratorii de tensiune, respectiv efectul dimensiunilor. Se dau în tabelul 13.6 valori uzuale pentru aceşti coeficienţi.

În tabel s-au utilizat notaţiile: a — diametrul orificiului de ungere; d — diametrul fusului; h — lăţimea braţului; r — raza de racordare.

În figura 13.14 se indică secţiunile pentru care se face calculul coeficienţilor de siguranţă; locurile de ieşire la suprafaţă a orificiilor de ungere (*3* şi *6* fig. 13.14); secţiunile de racordare între braţ şi fus, braţ şi maneton (*1*, *2*, *4*, *5*, fig. 13.14); eventualele degajări şi concavităţi de braţ (*7*, *8*, *9*, fig. 13.14).

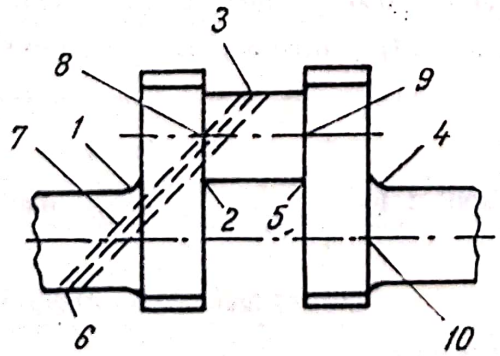


Fig. 13.14. Stabilirea zonelor de calcul la oboseală ale arborilor cotiţi.

Scanned with OKEN Scanner

Relaţiile pentru determinarea coeficienţilor de siguranţă la oboseală sînt cele cunoscute din „Rezistenţa materialelor". Pentru arborii cu mai multe coturi, la calculul de oboseală se separă fiecare cot ; părţile secţionate se consideră liber rezemate, eliminînd astfel nedeterminarea statică.

13.2.2. Elemente constructive asupra arborilor cotiţi

Pentru motoare rapide, arborele cotit se construieşte unitar (nedemontabil). Forma sa constructivă este dependentă de numărul şi dispoziţia cilindrilor, de rigiditate etc. Se preferă construcţia la care fiecare cot se sprijină pe două fusuri paliere, care corespunde din punct de vedere al rigidităţii şi se întîlneşte frecvent la motoare cu aprindere prin compresie (MAC). La motoarele cu aprindere prin scînteie (MAS), unde presiunile de ardere sînt mult mai mici, se utilizează construcţii cu un număr de paliere micşorat, fiind cîte 2 fusuri manetoane încadrate de 2 fusuri paliere. Construcţia aceasta contribuie la reducerea lungimii arborelui şi deci a greutăţii motorului.

Braţele coturilor au forme determinate de condiţii funcţionale ; se întîlnesc frecvent construcţiile cu secţiune dreptunghiulară sau dreptunghiulară cu colţuri rotunjite. În figura 13.15 se indică forme constructive pentru braţele de manivelă la care s-a urmărit reducerea greutăţii manivelelor prin îndepărtarea materialului de prisos (fig. 13.15, *a*, *b*). Din punct de vedere al procesului tehnologic forma din figura 13.15, *a*, *c* se pretează turnării iar cele indicate în figura 13.15, *e*, *f* corespund arborilor forjaţi.

În aceeaşi figură (13.15) se indică pentru fiecare formă şi mărimea concentratorului de tensiune α_k.

Pentru a îmbunătăţi comportarea la oboseală a arborilor cotiţi este recomandabil ca raza de racordare între maneton şi braţ să respecte indicaţiile : $\frac{\rho}{d} = 0{,}04 \ldots 0{,}07$, la motoare auto ; $\frac{\rho}{d} = 0{,}07 \ldots 0{,}09$, la motoare staţionare. Influenţa mărimii razei de racordare dintre fusuri şi braţe asupra concentrării eforturilor unitare este reprezentată în figura 13.16 de unde rezultă că mărirea razei de racordare duce la scăderea concentrării de tensiuni în zona de trecere.

Ungerea palierelor şi a fusului maneton se face prin canale date în arbore (fig. 13.17). Locul în care se dă orificiul de ungere trebuie să fie în dreptul fibrei neutre (fig. 13.18), iar orificiul se rotunjeşte cu rază mare.

Un alt element constructiv al arborilor cotiţi îl constituie contragreutăţile de echilibrare care pot fi corp comun cu braţele, sau aplicate prin şuruburi (fig. 13.19).

Scanned with OKEN Scanner

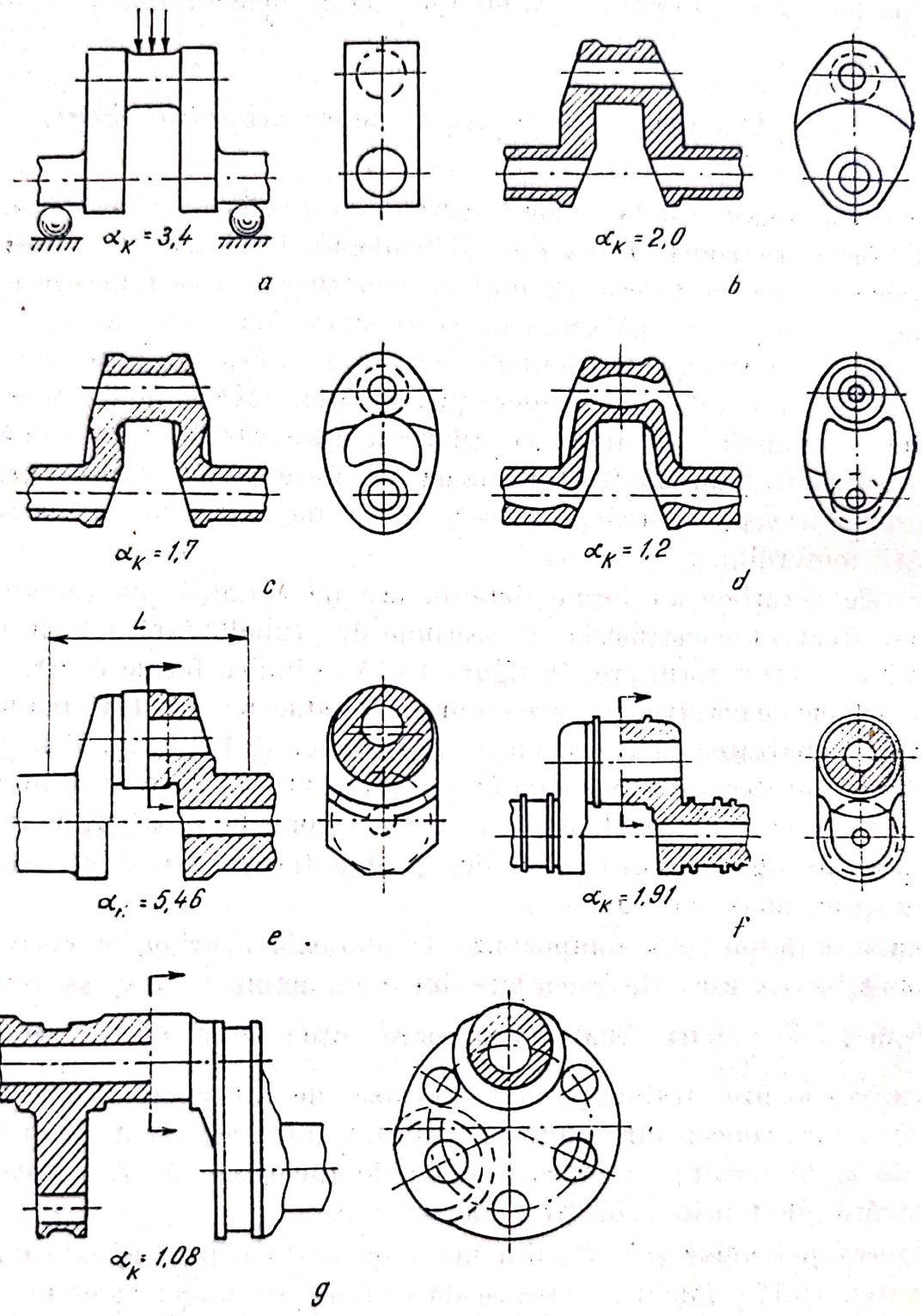


Fig. 13.15. Forme constructive ale arborilor cotiți.

Scanned with OKEN Scanner

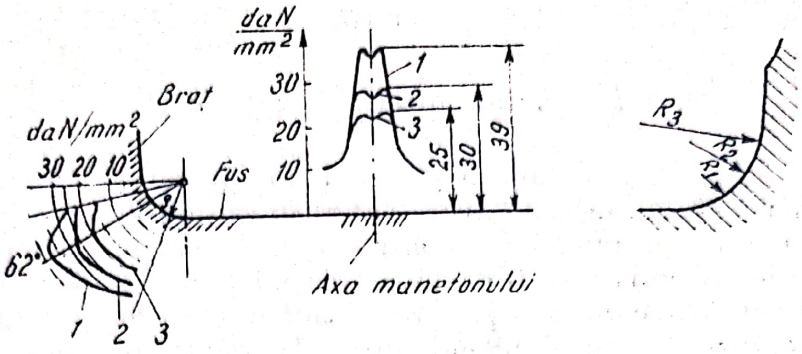


Fig. 13.16. Concentrarea tensiunilor în zona de racordare a fusului maneton.

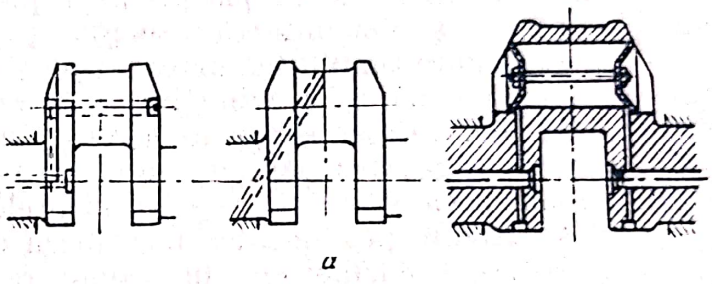


Fig. 13.17. Metode de ungere a fusurilor maneton și palier.

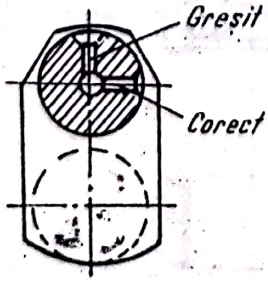


Fig. 13.18. Poziția orificiului de ungere.

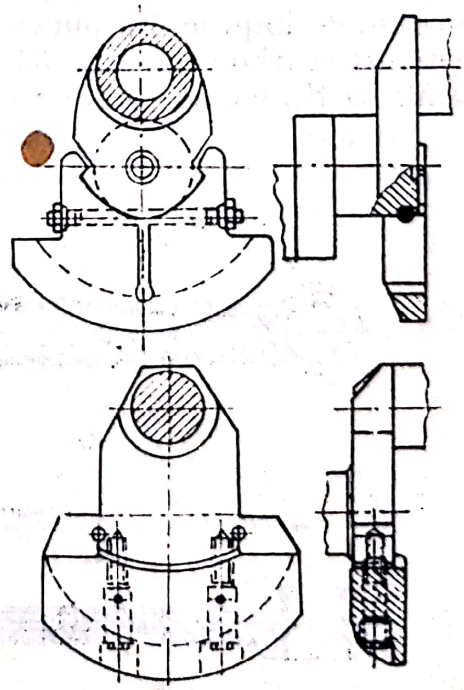


Fig. 13.19. Construcția contragreutății.

Scanned with OKEN Scanner

13.3.1. Generalităţi. Materiale

Biela este organul care face legătura între piston şi arborele motor. Biela este articulată la ambele capete şi are în ansamblu o mişcare plană. Părţile componente ale unei biele complexe sînt : corpul bielei, de forma unei tije care la un capăt se termină cu capul mare ce face legătura cu arborele cotit, iar la celălalt capăt are capul mic ce leagă tija, articulat cu bolţul pistonului (piciorul bielei), cuzineţii bielei, organele de reglare a cuzineţilor şi dispozitivele de ungere (fig. 13.20).

Importanţa funcţională a bielei în construcţia mecanismului motor, impune respectarea următoarelor condiţii :

— forma bielei să fie simplă pentru a putea fi executată uşor, să permită montarea şi demontarea uşoară ;

— să se asigure rigiditatea mare a tijei şi capetelor pentru ca deformaţiile lor să fie cît mai mici, vibraţiile să fie reduse şi totodată să se asigure menţinerea jocurilor prescrise în lagărele fusurilor de legătură ;

— se cere asigurarea paralelismului perfect al axelor capetelor, pentru a evita momentele dăunătoare şi accidentele de exploatare ;

— să se asigure posibilitatea menţinerii distanţei între axele fusurilor şi după reglarea cuzineţilor, în scopul reducerii influenţelor nedorite asupra mărimii spaţiului de compresiune, prin modificarea distanţei între axe ;

— trecerile de la capete la tijă să se facă cu rotunjiri mari pentru a evita efectele de crestătură ;

— la motoarele rapide, bielele trebuie să aibă greutate redusă.

Material şi tehnologie

Alegerea materialului este funcţie de tipul maşinii, de modul de fabricaţie şi de cerinţele impuse din punct de vedere al rezistenţei. Se utilizează curent, oţeluri carbon cu $\sigma_r > 50$ daN/mm² (OLC 35, OLC 45), oţeluri aliate cu Mn şi Si, cu Cr—Mo, Cr—Ni, în special pentru motoare rapide şi

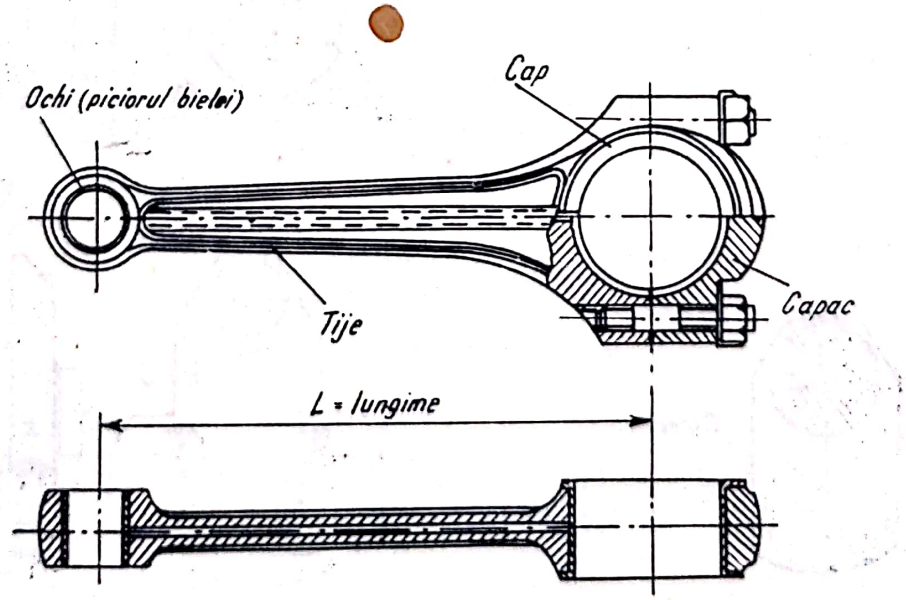


Fig. 13.20. Construcţia bielei.

Scanned with OKEN Scanner

greu solicitate. La motoare uşoare, bielele se execută din aliaje de aluminiu cu caracteristici mecanice ridicate (vezi cap. 2).

Bielele se confecţionează prin forjare sau matriţare. Capacul capului mare al bielei se poate forja împreună cu corpul şi apoi se detaşează, sau se forjează separat şi apoi se prelucrează mecanic separat.

Cuzineţii de bielă se execută din materiale caracteristice pentru lagăre : bronz căptuşit cu compoziţie antifricţiune, sau din bandă de oţel de 0,9...3 mm grosime, acoperită cu compoziţie de lagăre.

Şuruburile de asamblare a capetelor de bielă fiind puternic solicitate la oboseală şi şoc se execută din oţel cu rezistenţă mare şi limită de elasticitate şi curgere ridicată (40 C 10 STAS 791-66, 35 CN 15 STAS 791-66, tratate termic).

13.3.2. Calculul bielei

Elementele componente ale bielei sînt solicitate de forţe diferite, reprezentînd forţele transmise de piston (forţele produse de presiunea gazelor, forţa de inerţie a maselor în mişcarea de translaţie) şi forţele de inerţie proprii bielei, care variază în lungul axei acesteia. Asupra piciorului bielei acţionează forţele transmise de piston. Corpul bielei este încărcat cu forţele transmise de piston şi cu forţele de inerţie normale şi tangenţiale proprii bielei. Capul bielei este solicitat de către forţele transmise de piston şi de forţele de inerţie ale ansamblului bielei, cu excepţia jumătăţii inferioare a capului.

13.3.2.1. Tija (corpul) bielei

Poate avea în secţiune transversală formă circulară, dreptunghiulară, I etc., reprezentate în figura 13.21. Forma I se poate asigura prin forjare şi frezare sau matriţare şi este mai indicată din punct de vedere al rezistenţei la încovoiere în planul de oscilaţie al bielei. Tija este solicitată combinat la [79, 83]:

a) Flambaj; pentru poziţia PMS devine solicitare maximă. Forţa de flambaj este cea dată de efectul presiunii maxime asupra pistonului. Forţa de calcul va fi $F_c = F_{max} = \frac{\pi D^2}{4} p_{max}$. În această poziţie, efectul forţelor de inerţie se neglijează (este o poziţie la pornire).

b) Compresiunea tijei este maximă pentru aceeaşi poziţie şi este produsă de aceeaşi forţă.

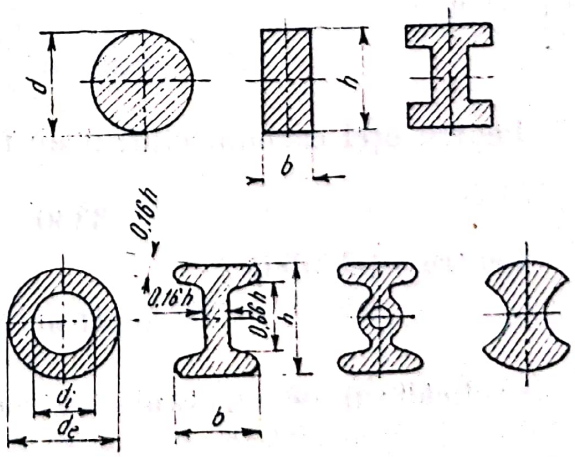


Fig. 13.21. Forme constructive ale secţiunii tijei bielei.

c) Tracţiune, datorită forţelor de inerţie ale maselor în mişcare liniară alternativă. La motoarele în 4 timpi cu simplu efect, forţa de calcul va fi :

$$F_c = m_{tot} r \omega^2 (1 + \lambda), \tag{13.58}$$

unde :

$$m_{tot} = m_{piston} + m_{bolt} + m_{2\,biela}.$$

d) Încovoiere, dată de forţele de inerţie proprii ale bielei, în planul de oscilaţie al bielei şi în planul perpendicular pe acesta.

Din punct de vedere al solicitărilor bielei în funcţie de poziţia sa, se constată că în situaţia cînd biela este perpendiculară pe manivelă intervine solicitarea cea mai periculoasă. În această situaţie la motoarele cu ardere internă se însumează efortul de compresiune dat de $F_b = F_t$ ce lucrează în această poziţie, cu eforturile de încovoiere.

Verificarea la flambaj a tijei se face considerînd biela ca o bară dublu articulată la capete. Se determină coeficientul de zvelteţe sau subţirime $\lambda_1 = \frac{l}{i}$, unde l este lungimea bielei şi i — raza de inerţie.

Dacă $\lambda_1 \geqslant \lambda_0$ verificarea la flambaj se face cu relaţia lui Euler :

$$F_c = \frac{\pi^2 E I}{c_f l^2},$$

unde I este momentul de inerţie la încovoierea în planul de mişcare a bielei.

Coeficientul de siguranţă la flambaj are valorile :

$c_f = 2 \ldots 5$ — motoare uşoare, rapide ;

$c_f = 4 \ldots 8$ — motoare stabile ;

$c_f = 15 \ldots 25$ — motoare termice mari.

Din relaţia forţei de flambaj se va determina coeficientul de siguranţă la flambaj c.

Dacă $\lambda_1 < \lambda_0$ se consideră solicitarea la flambaj în domeniul Tetmayer — Iasinsky ; verificarea efortului critic de flambaj se face cu relaţiile de tip general :

$$\sigma_f = a_1 - b_1 \lambda_1 + c_1 \lambda_1^2. \tag{13.59}$$

Pentru oţel carbon, efortul de flambaj are expresia

$$\sigma_f = 3350 - 6{,}2 \lambda_1 \ [\text{daN/cm}^2].$$

Pentru oţel aliat :

$$\sigma_f = 4700 - 23 \ \lambda_1 \ [\text{daN/cm}^2].$$

Coeficientul de siguranţă la flambaj :

$$c = \frac{\sigma_f}{\sigma_{compr}} \geqslant 1{,}7 - 8,$$

Scanned with OKEN Scanner

unde :

$\sigma_{compr} = \frac{F_{max}}{A_{biela}}$, este efortul unitar de compresiune dat de forţa maximă de calcul ;

A_{biela} — secţiunea tijei bielei.

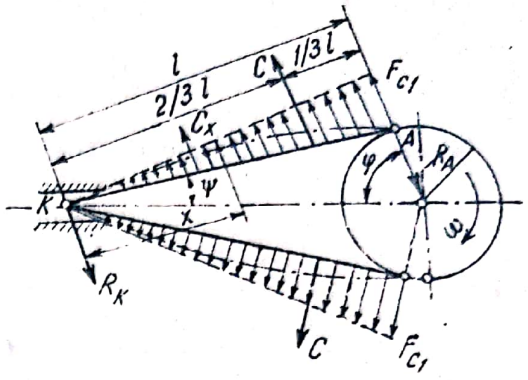


Fig. 13.22. Schema de calcul a tijei bielei.

Verificarea tijei bielei la încovoiere este necesară în special pentru motoarele rapide cu viteza medie de piston $V_m > 12$ m/s.

Forţele centrifuge care acţionează în planul de oscilaţie al bielei provoacă o solicitare de încovoiere variabilă pe lungimea tijei bielei. Mărimea acestor forţe nu se poate calcula exact şi de aceea se fac următoarele ipoteze simplificatorii :

— greutatea bielei este uniform repartizată pe toată lungimea ei ;

— forţa centrifugă aferentă capului mare al bielei, care execută împreună cu fusul maneton numai o mişcare de rotaţie este maximă pentru $(\varphi + \psi) = 90°$.

Pe baza acestor ipoteze rezultă că repartiţia forţelor centrifuge ce acţionează perpendicular pe axa longitudinală a bielei este triunghiulară. În decursul unui ciclu motor mărimea momentului încovoietor ce solicită tija bielei trece de 2 ori prin valoarea maximă, astfel încît în această perioadă deformaţia bielei trece de 2 ori prin valoarea maximă, pentru $M_i = M_{i\,max}$(fig. 13.22).

Se presupune biela ca o grindă simplu rezemată în punctele A şi K. Rezultanta forţelor centrifuge care acţionează perpendicular pe axa longitudinală a bielei va fi

$$C = F_{c1} \frac{l}{2},$$

unde F_{c1} este forţa centrifugă dată de elementul de bielă din capul mare, care are o lungime unitară şi masa $m_1 = \frac{A_1 1 \gamma}{g}$:

$$F_{c1} = ma = \frac{A_1 1 \gamma}{g} r \omega^2 = \frac{A_1 \gamma}{g} r \left(\frac{\pi n}{30}\right)^2. \qquad (13.60)$$

S-a notat cu : A_1 — secţiunea bielei în capul A al ei ;

r — raza manivelei ;

n — turaţia arborelui motor (considerată constantă).

Forţa C este aplicată în centrul de greutate al diagramei forţelor, adică la $\frac{2}{3}\,l$ de punctul K.

Scanned with OKEN Scanner

Calculul reacţiunilor va da :

$$R_k = \frac{1}{3} C = \frac{F_{c1}\, l}{6}\,;\quad R_A = \frac{2}{3} C = \frac{F_{c1}\, l}{3}. \tag{13.61}$$

Momentul încovoietor într-o secţiune oarecare va fi

$$M_{ix} = R_k x - C_x \frac{x}{3},$$

unde :

$$C_x = \frac{x\, y}{2}. \tag{13.62}$$

Din asemănarea triunghiurilor rezultă

$$y = \frac{F_{c_1}}{l} x. \tag{13.63}$$

După înlocuire se obţine

$$M_{ix} = \frac{F_{c1}}{6l} (l^2 x - x^3) \tag{13.64}$$

Derivata $\frac{dM_{ix}}{dx} = 0$, dă soluţia $x = \frac{l}{\sqrt{3}} = 0{,}577\ l$.

Distanţa $x = 0{,}577\ l$ poziţionează secţiunea tijei bielei în care momentul încovoietor este maxim :

$$M_{i\,max} = F_{c1} \frac{l^2}{16}. \tag{13.65}$$

Efortul unitar total în tija bielei va fi suma eforturilor de compresiune şi încovoiere :

$$\sigma_{tot} = \sigma_{imax} + \sigma_{compr} = \left(\pm \frac{M_{i\,max}}{W} + \frac{F_{b\,max}}{A_b} \right) \leqslant \sigma_a. \tag{13.66}$$

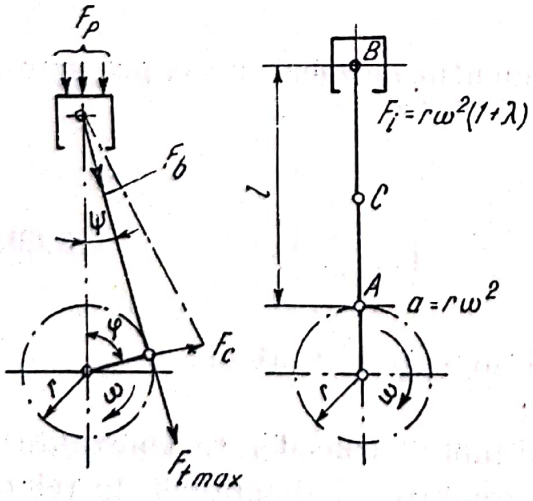


Fig. 13.23. Schema forţelor ce lucrează în tija bielei.

Efortul de compresiune se va calcula cu forţa $F_{t\,max}$, deoarece în poziţia în care biela este perpendiculară pe manivelă, se determină $\sigma_{i\,max}$, ori în această situaţie forţa din bielă este forţa tangenţială maximă. Poziţia bielei pentru care F_b = maxim, este mult decalată de poziţia bielei perpendiculară pe manivelă (figura 13.23).

La motoarele rapide se va controla şi rezonanţa frecvenţelor proprii ale bielei cu turaţia motorului, considerîndu-se într-o primă aproximaţie biela ca o bară prismatică de secţiune medie, liber sprijinită.

Scanned with OKEN Scanner

13.3.2.2. Capetele de bielă închise (piciorul bielei)

Capul mic al bielei sau ochiul bielei se poate considera drept un inel static nedeterminat, solicitat de forţa de calcul F_c, care în acest caz este egală cu forţa de inerţie din PMI (la începutul admisiei forţa de inerţie a grupului piston are valoarea maximă):

$$F_c = -m_{tot} r\omega^2(1+\lambda) = F_i \tag{13.67}$$

şi

$$m_{tot} = m_{piston} + m_{bolt} + m_{2biela}.$$

În PMS, la începutul cursei de destindere, acţionează forţa totală $F_c = F_p + F_i$, forţele de presiune având valori maxime.

Forţa F_c este transmisă de bolţul pistonului, ochiului, datorită jocului între bolţ şi locaşul său, prin contact pe două linii. Astfel forţa de calcul este împărţită în 2 componente egale cu $\frac{1}{2} F_c$, care lucrează în poziţii determinate de unghiul α_1 (fig. 13.24).

Eforturile unitare în diferite secţiuni se calculează cu relaţia generală valabilă pentru grinzi curbe,

$$\sigma = \frac{F_N}{A} + \frac{M}{r_0 A} + \frac{y}{y + r_0} \cdot \frac{M r_0}{I'} \tag{13.68}$$

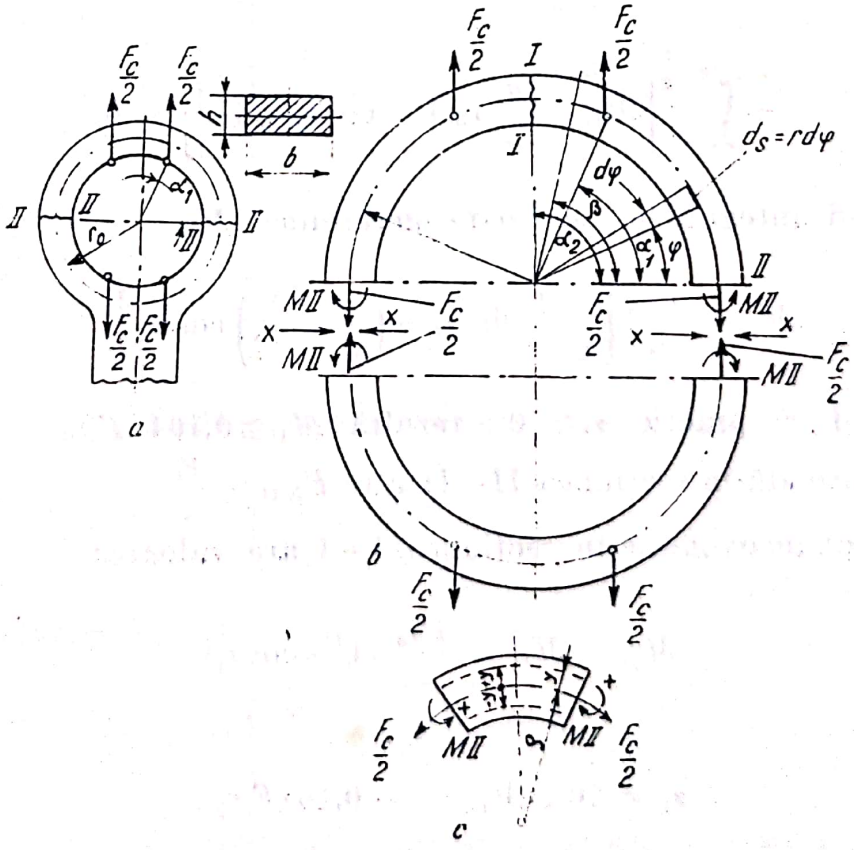


Fig. 13.24. Schema de calcul a capetelor închise de bielă.

Verificarea se face în secţiunile I—I şi II—II, în care vor trebui determinate momentele încovoietoare şi forţele normale (F_N). Cercul de rază r_0 trece prin centrul de greutate al secţiunii capului cu aria A.

Presupunînd că inelul nu se deformează, se aplică teorema lui Castigliano pe un sfert de cerc deoarece există simetrie faţă de 2 axe perpendiculare.

Momentele încovoietoare pe cele 2 zone caracteristice vor avea expresiile:

$$\text{zona } 1-2: \; M_{i12} = M_{II} - \frac{F_c}{2} r_0(1-\cos\varphi); \; \frac{\partial M_{i12}}{\partial M_{II}} = 1; \qquad (13.69)$$

$$\text{zona } 2-3: \; M_{i23} = M_{II} - \frac{F_c}{2} r_0(1-\cos\alpha_1); \; \frac{\partial M_{i23}}{\partial M_{II}} = 1. \qquad (13.70)$$

Teorema lui Castigliano se exprimă prin relaţia:

$$\frac{\partial L}{\partial M_{II}} = \int_0^{\frac{\pi}{2}} \frac{M_i}{EI} \frac{\partial M_i}{\partial M_{II}} \, ds = 0. \qquad (13.71)$$

Pentru cazul cînd secţiunea inelului este constantă se obţine

$$\frac{1}{EI} \left[\int_0^{\alpha_1} \left[M_{II} - \frac{1}{2} F_c r_0(1-\cos\varphi) \right] r_0 d\varphi + \right.$$

$$\left. + \int_{\alpha_1}^{\alpha_2 = \frac{\pi}{2}} \left[M_{II} - \frac{F_c}{2} r_0(1-\cos\alpha_1) r_0 d\varphi \right] \right] = 0. \qquad (13.71)$$

Efectuînd integralele, se poate determina M_{II}:

$$M_{II} = \frac{F_c r_0}{\pi} \left[\frac{\pi}{2} - \sin\alpha_1 - \left(\frac{\pi}{2} - \alpha_1 \right) \cos\alpha_1 \right]. \qquad (13.72)$$

Admiţînd că practic $\alpha_1 \cong 70°$, rezultă $M_{II} \cong 0{,}164 \; F_c r_0$.

Forţa normală în secţiunea II—II este $F_{N\,II} = \frac{F_c}{2}$.

Momentul încovoietor în secţiunea I—I are valoarea

$$M_{iI} = M_{II} - \frac{F_c r_0}{2}(1-\cos\alpha_1) \qquad (13.73)$$

şi pentru

$$\alpha_1 = 70°, \; M_{iI} = -0{,}165 F_c r_0. \qquad (13.74)$$

Forţa normală în secţiunea I—I este nulă.

Scanned with OKEN Scanner

Pentru aplicarea relației (13.68) se fac următoarele precizări [79, 83]:

— forțele normale F_N se consideră pozitive cînd solicită grinda la întindere;

— momentele încovoietoare sînt pozitive dacă au tendința de accentuare a curburii grinzii;

— distanța y ce poziționează fibra în care se determină eforturile, față de fibra ce trece prin centrul de greutate, este pozitivă dacă se măsoară de la această fibră spre exterior și negativă, spre interior;

— prin I' s-a notat „momentul de inerție corectat", dat de expresia

$$I' = \int_A \frac{r_0}{r_0 + y} y^2 \mathrm{d}A, \tag{13.75}$$

care pentru o secțiune dreptunghiulară se poate explicita, dacă b este lățimea și h înălțimea secțiunii, prin relația

$$I' = hbr_0^2 \left[\frac{r_0}{h} \ln \frac{2r_0 + h}{2r_0 - h} - 1 \right]. \tag{13.76}$$

Cu aceste precizări, valorile eforturilor unitare în cele două secțiuni, pentru fibrele exterioare și interioare iau valorile:

— secțiunea I—I — fibra întinsă:

$$\sigma_{\mathrm{I}\,ext} = \left[\frac{M_{i\mathrm{I}}}{r_0 A} + \frac{M_{i\mathrm{I}} r_0}{I'} \cdot \frac{\frac{h}{2}}{\frac{h}{2} + r_0} \right] \leqslant \sigma_a; \tag{13.77}$$

— secțiunea I—I — fibra comprimată:

$$\sigma_{\mathrm{I}\,int} = \left[\frac{M_{i\mathrm{I}}}{A r_0} - \frac{M_{i\mathrm{I}} r_0}{I'} \cdot \frac{h}{2r_0 - h} \right] \leqslant \sigma_a; \tag{13.78}$$

— secțiunea II—II — fibra întinsă:

$$\sigma_{\mathrm{II}\,ext} = \left[\frac{F_c}{2A} - \frac{M_{\mathrm{II}}}{r_0 A} - \frac{M_{\mathrm{II}} r_0}{I'} \frac{h}{h + 2r_0} \right] \leqslant \sigma_a; \tag{13.79}$$

— secțiunea II—II — fibra comprimată:

$$\sigma_{\mathrm{II}\,int} = \left[\frac{F_c}{2A} - \frac{M_{\mathrm{II}}}{r_0 A} + \frac{M_{\mathrm{II}} r_0}{I'} \cdot \frac{h}{2r_0 - h} \right] \leqslant \sigma_a. \tag{13.80}$$

Pentru a lua în considerare solicitările datorită presării bucșelor cuzineților în capul piciorului de bielă, se calculează eforturile unitare ce solicită

Scanned with OKEN Scanner

ochiul la tracțiune după direcția tangentei :

— în fibra interioară : $\sigma'_{tint} = p\,\frac{d_2^2 + d^2}{d_2^2 - d^2} \leqslant \sigma_a$; (13.81)

— în fibra exterioară : $\sigma''_{text} = 2p\,\frac{d^2}{d_2^2 - d^2} \leqslant \sigma_a$, (13.82)

unde

$$p = \frac{(S + u_t)\cdot 10^{-3}}{d\left(\frac{K_1}{E_1} + \frac{K_2}{E_2}\right)}. \tag{13.83}$$

S-au utilizat notațiile :

S — strîngerea ajustajului (μm) ;
u_t — strîngerea suplimentară datorită diferenței de dilatare termică a celor două piese (μm) ;
E_1, E_2 — modulele de elasticitate ale materialelor celor două piese (bucșe, cap bielă) [daN/mm²] ;
d_1 — diametrul interior al bucșei [mm] ;
d_2 — diametrul exterior al piciorului bielei [mm] ;
d — diametrul interior al piciorului bielei, egal cu diametrul exterior al bucșei [mm] ;
μ_1, μ_2 — coeficienții lui Poisson pentru cele 2 piese ;
p — presiunea dintre suprafețele de contact [daN/mm²] ;

$$K_1 = \frac{d^2 + d_1^2}{d^2 - d_1^2} - \mu_1 ; \quad K_2 = \frac{d_2^2 + d^2}{d_2^2 - d_1^2} + \mu_2. \tag{13.84}$$

13.3.2.3. Capetele de bielă deschise

Capul mare al bielei este de obicei, sub aspect constructiv, din două bucăți : corpul fiind legat de tija bielei și capacul capului de bielă asamblat cu corpul prin intermediul șuruburilor. Necesitatea acestei construcții este determinată de montajul bielelor pe fusurile manetoane ale arborelui cotit. Construcția capului deschis de bielă nu este destul de rigidă comparativ cu capetele închise. Pentru a mări rigiditatea capului de bielă se vor amplasa șuruburile de strîngere cît mai aproape de axa bielei iar în zona de separație a contactului, șuruburile vor fi ajustate în locașul lor.

Forța de calcul F_c a capacului de bielă va avea valoarea egală cu a forțelor de inerție în PMI la începutul admisiei (cînd se adună forța de inerție a maselor cu mișcare de translație cu forța de inerție a masei bielei în mișcare de rotație, din care s-a scăzut masa capacului m_c) :

$$F_c = -m'_i r\omega^2(1 + \lambda) - (m_{1b} - m_c)r\omega^2, \tag{13.85}$$

unde :

$m'_i = m_p + m_2 b + m b_3$;
m_c = masa capacului mare al bielei.

Scanned with OKEN Scanner

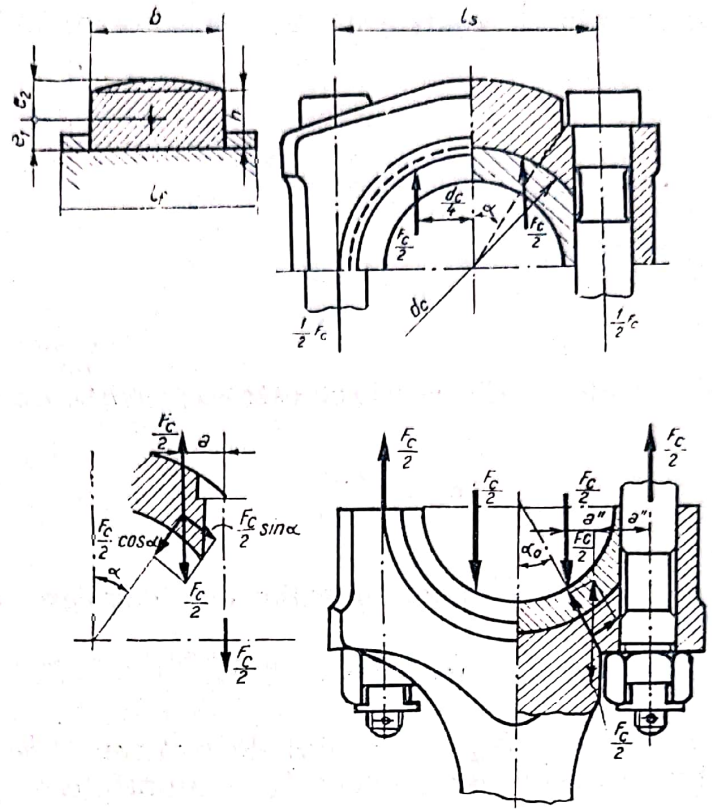


Fig. 13.25. Schema de calcul a capetelor deschise de bielă.

Porţiunea din capul bielei legată de tija bielei se va calcula pe baza forţei dată de efectul presiunii gazelor din cilindru în timpul exploziei.

Calculul se face aproximativ, considerînd capacul capului de bielă, ca o grindă liber rezemată pe 2 reazeme (şuruburile de strîngere) distanţate cu cota l_s şi încărcate cu forţele $\frac{F_c}{2}$, situate la cota $\frac{d_c}{4}$ de axa bielei (fig. 13.25).

Prin d_c s-a notat diametrul exterior al cuzinetului bielei, determinat anterior pe baza celor indicate la capitolul „Lagăre cu alunecare".

Secţiunea periculoasă I—I se va verifica la încovoiere, determinînd înălţimea h.

Momentul încovoietor:

$$M_{iI} = \frac{F_c}{2}\left(\frac{l_s}{2} - \frac{d_c}{4}\right) = \frac{h^2 b}{6}\sigma_{ai}, \tag{13.86}$$

de unde

$$h = \sqrt{\frac{6M_{iI}}{b\sigma_{ai}}}. \tag{13.87}$$

În secţiunea înclinată cu unghiul α (fig. 13.25) se face următorul artificiu necesar calculului; în centrul secţiunii înclinate cu unghiul α faţă de axa

bielei se consideră forţele $\frac{F_c}{2}$ egale şi de sens contrar. Momentul încovoietor în secţiune va fi

$$M_{i\alpha} = \frac{F_c}{2} a = W_\alpha \sigma_i , \tag{13.88}$$

de unde

$$\sigma_i = \frac{F_c a}{2 W_\alpha}. \tag{13.89}$$

Solicitarea de întindere din secţiune este exprimată cu relaţia

$$\sigma_{t\alpha} = \frac{F_c \sin \alpha}{2 A_\alpha}, \tag{13.90}$$

iar efortul unitar total va fi suma eforturilor de încovoiere şi de tracţiune :

$$\sigma = (\sigma_{t\alpha} \pm \sigma_{i\alpha}) \leqslant \sigma_a. \tag{13.91}$$

S-au folosit notaţiile : W_α — modulul de rezistenţă pentru secţiunea înclinată cu unghiul α faţă de axa bielei : A_α — suprafaţa secţiunii înclinate [83].

Pentru σ_a se admit valorile [12 ; 87] :

— la motoare cu aprindere prin compresie : $\sigma_a = 800 - 1\,200$ [daN/cm^2] ;

— la motoare cu aprindere prin scînteie : $\sigma_a = 2\,000$ [daN/cm^2].

Metoda de calcul prezentată se aplică şi pentru verificarea capului legat de tija bielei.

Şuruburile de asamblare ale capacului cu corpul capului de bielă se calculează la oboseală în regim oscilant al variaţiei forţelor precum şi la solicitări statice şi la şoc, utilizînd indicaţiile date la capitolul „Şuruburi".

Se precizează că valoarea forţei $F_0' = (0{,}1 \ldots 0{,}5) F_c$, este necesară pentru a asigura o rezervă suficientă contra desfacerii cuzineţilor. Ţinînd seama de variaţia forţelor ce solicită şuruburile, se va avea în vedere că forţa minimă ce solicită şurubul va fi forţa de prestrîngere iniţială iar forţa maximă va fi forţa totală,

$$F_t = (1{,}1 \ldots 1{,}5)\ F_c.$$

Coeficientul de siguranţă la oboseală trebuie să fie

$$C = 1{,}25 \ldots 2{,}5.$$

13.3.3. Elemente constructive

Menţinerea jocurilor prescrise în cuzineţi după apariţia uzurii se poate asigura prin intermediul organelor de reglare asemănătoare cu cele utilizate la lagărele cu alunecare şi anume : plăcuţe de diferite grosimi introduse

Scanned with OKEN Scanner

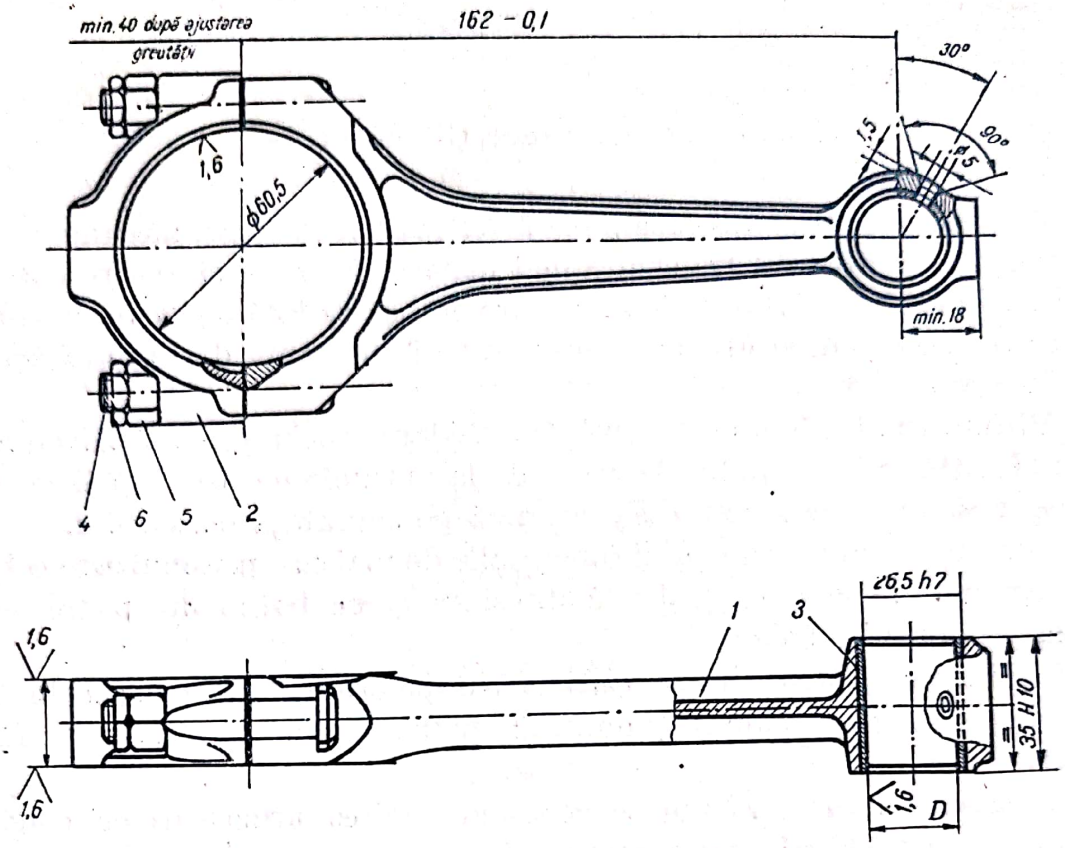


Fig. 13.26. Construcția bielei pentru motorul SR 211.

între marginile cuzineților, strînși cu capacul, fixat cu șuruburi. Construcția bielei este strîns legată de tipul motorului.

În figurile 13.26 și 13.27 se prezintă bielele de la motorul SR 211 și de la motorul D 103.

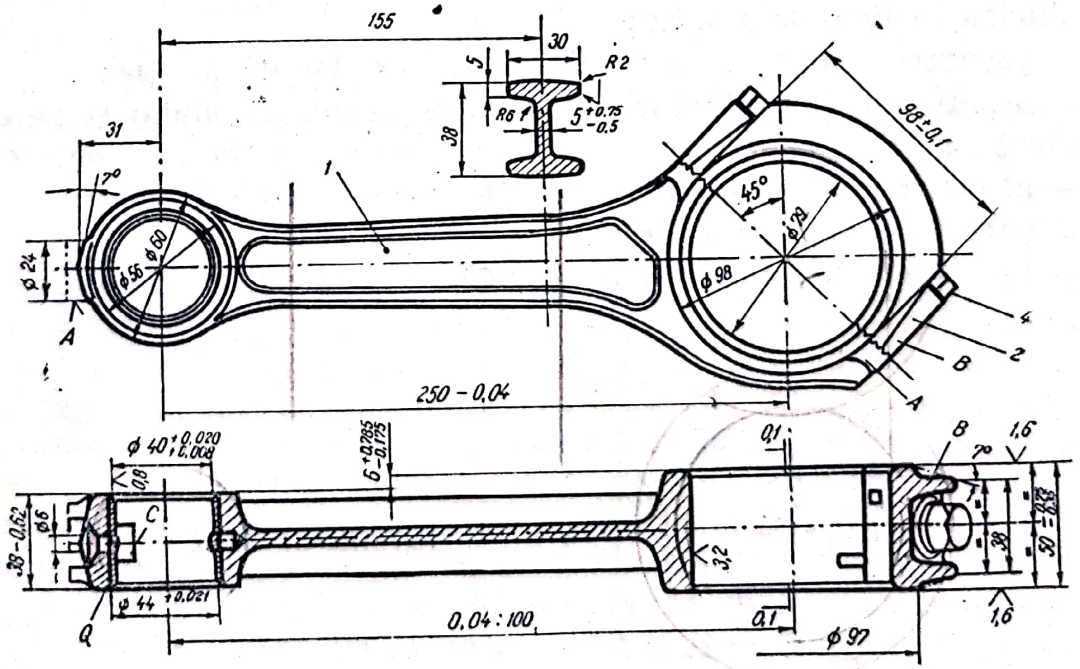


Fig. 13.27. Construcția bielei motorului D 103.

Scanned with OKEN Scanner

13.4. PISTONUL

13.4.1. Consideraţii teoretice

Pistonul este organul care preia forţa gazelor şi lucrul mecanic prestat de acestea, pentru a-l transmite mai departe la bielă şi arbore cotit. În acelaşi timp, pistonul trebuie să asigure etanşarea faţă de carter a camerei de ardere, precum şi evacuarea cantităţii importante de căldură primită de la agentul motor.

Pistonul mai îndeplineşte şi rolul de ghidare a piciorului bielei în cilindru, jucînd astfel rolul capului de cruce de la maşinile de aburi şi deci va fi necesar să preia reacţiunea F_n normală pe suprafaţa cilindrului.

Pentru a-şi putea îndeplini funcţiunile de mai sus, pistonul este echipat cu segmenţi de ungere şi de compresiune şi cu bolţul de piston care-l leagă de piciorul bielei.

Clasificarea pistoanelor se poate face după criteriile date în tabelul 13.7. Zonele caracteristice ale pistonului de tip pahar sînt prezentate în figura 13.28.

La alegerea materialului se cere îndeplinirea următoarelor condiţii:

— rezistenţă la solicitări mecanice şi termice (cu şocuri termice repetate);

— coeficient redus de schimb superficial de căldură faţă de gaze pentru a prelua o cantitate cît mai mică de căldură de la mediul din cilindru. În acelaşi timp se cere conductivitate termică pentru transmiterea căldurii şi o deformabilitate cît mai redusă pentru a se menţine jocul dintre piston şi cilindru în limitele admise;

— greutate redusă, pentru micşorarea forţelor de inerţie;

— asigurarea unei etanşări bune între corpul pistonului şi peretele cilindrului;

— alegerea unui cuplu de materiale corespunzătoare pentru piston şi cilindru, în scopul micşorării frecării;

— tehnologie de execuţie uşor de realizat şi preţ de cost scăzut.

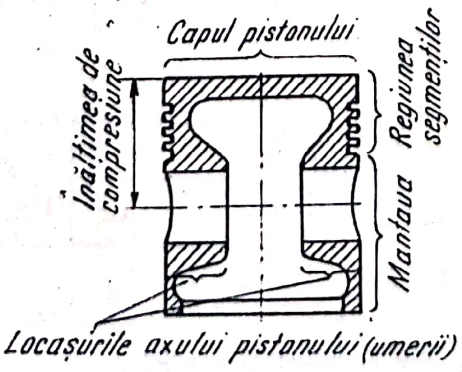


Fig. 13.28. Pistonul.

Scanned with OKEN Scanner

Tabelul 13.7

Clasificarea pistoanelor

Criteriul	Tipuri de pistoane	
Scop	pistoane pentru motoare cu ardere internă	
	pistoane pentru mașini cu aburi	
	pistoane pentru compresoare	
	pistoane pentru pompe sau alte mașini speciale	
Modul de acționare a fluidului asupra pistonului	cu simplu efect	
	cu dublu efect	
Forma constructivă	piston disc	cu perete simplu
		cu perete dublu
	piston tip pahar	
	piston plunjer	
	piston etajat	

13.4.2. Materiale

Pe baza cerințelor arătate mai sus, la execuția pistoanelor de la MAS și MAC se utilizează următoarele tipuri de materiale :

— *Aliaje de aluminiu*, preferate pentru greutatea lor specifică redusă (de 2,4...3,8 ori mai mică decît la fonte), care permite realizarea unor construcții mai ușoare, și pentru conductivitate termică superioară, care determină micșorarea temperaturii de funcționare. Aliajele de aluminiu, comparativ cu fonta, prezintă însă și dezavantaje dintre care se enumeră : rezistență la rupere și duritate mai scăzută, tendință de gripaj, coeficient de dilatare mare. Se utilizează aliaje Al—Si care conțin și cupru, magneziu, (ATSi 12 Cu Mg Ni, STAS 201-71) și aliaje Al—Cu care conțin și magneziu și nichel (ATSi 4 Mg 2 Ni2, STAS 201-71). Aliajele cu siliciu peste 13,5% au coeficienți minimi de dilatare ($\alpha = 16...17 \cdot 10^{-6}$ 1/°C).

— *Aliaje pe bază de Mg*, cu greutate specifică redusă, se întrebuințează mai rar, avînd rezistență la uzură mai mică și rezistență termică scăzută comparativ cu aliajele pe bază de Al.

Se mai întîlnesc construcții de pistoane bimetalice la ca capul și mantaua pistonului se execută din materiale diferite și apoi se asamblează (fig. 13.35). De asemenea, în unele cazuri se utilizează ca materia l pentru pistoane fonta cenușie (la pompe, mașini cu aburi de turație joasă) sau oțelul turnat sau forjat.

Scanned with OKEN Scanner

13.4.3. Calculul şi construcţia pistoanelor

Corpul pistonului este solicitat de forţele ce apar în timpul funcţionării :

— fundul pistonului este solicitat la încovoiere de către forţa rezultantă (a agentului de lucru din cilindru) F_p ;

— mantaua pistonului este solicitată de forţa normală F_n, la presiune de contact.

Pentru piston se vor face următoarele calcule de verificare :

— calculul de rezistenţă ;

— calculul termic ;

— calculul la uzură.

a) *Calculul de rezistenţă* stabileşte diametrul pistonului pe baza puterii efective a motorului P_{ef} şi serveşte pentru determinarea eforturilor unitare din placa ce constituie fundul pistonului.

Diametrul pistonului se calculează cu relaţia (13.92), valabilă pentru maşinile de forţă [79] :

$$D = 10\sqrt[3]{\frac{900 \cdot P_{ef}\, i}{\pi \cdot p_{mi}\, \xi n z \eta_m}}\ [\text{cm}], \qquad (13.92)$$

în care :

i este numărul timpilor ciclului motor (2 sau 4 timpi) ;

P_{ef} — puterea efectivă [CP] ;

z — numărul total de feţe active ale pistonului ;

p_{mi} — presiunea medie indicată [daN/cm²] ;

n — turaţia motorului [rot/min] ;

η_m — randamentul mecanic ($\eta_m = 0{,}78 \ldots 0{,}9$ la MAC şi $\eta_m = 0{,}82 \ldots 0{,}92$ la motoare cu aprindere prin scînteie MAS) ;

$\xi = \frac{S}{D}$ — raportul dintre cursa pistonului şi diametrul său ; uzual $\xi = 1 - 1{,}3$ pentru MAS şi $\xi = 1{,}2 - 1{,}8$ pentru MAC.

Capul pistonului (fundul pistonului) are grosimea determinată de condiţiile de rigiditate şi evacuare a căldurii. Calculul eforturilor unitare din capul pistonului prezintă dificultăţi, datorită formei, condiţiilor de fixare pe contur, influenţei nervurilor şi a solicitărilor termice. Pentru a simplifica metoda de calcul se acceptă convenţional o schemă de încărcare care presupune capul pistonului ca o placă circulară de grosime egală, încastrată pe contur şi încărcată uniform de presiunea maximă din timpul arderii ($p_{g\,max} - p_0$; fig. 13.29) ; solicitările termice nu se iau în considerare. Ecuaţia fundamentală valabilă pentru plăci plane rotunde, atunci cînd în planul median sau în planele paralele nu există forţe paralele cu aceste plane,

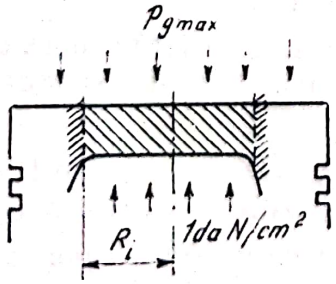


Fig. 13.29. Schema de calcul a fundului de piston.

se scrie în coordonate polare [79, 83, 146] astfel:

$$\frac{d^4w}{dr^4} + \frac{2}{r}\frac{d^3w}{dr^3} - \frac{1}{r^2}\frac{d^2w}{dr^2} + \frac{1}{r^3}\frac{dw}{dr} = \frac{p}{D^*} \tag{13.93}$$

unde:

w este săgeata suprafeței mediane într-un punct oarecare;
p — încărcarea uniform distribuită pe placă;
h — grosimea plăcii;
E — modulul de elasticitate al materialului;
μ — coeficientul lui Poisson;
D^* — rigiditatea cilindrică la încovoiere a plăcii:

$$D^* = \frac{Eh^3}{12(1-\mu^2)}. \tag{13.94}$$

Integrînd ecuația fundamentală și determinînd constantele din condițiile la limită pentru fiecare caz în parte, momentele încovoietoare au valorile:

— în secțiune radială, în jurul razei:

$$M_r = -D^*\left(\frac{1}{r}\frac{dw}{dr} + \frac{d^2w}{dr^2}\right); \tag{13.95}$$

— în secțiune normală pe direcția razei polare, în jurul axei:

$$M_\theta = -D^*\left(\frac{d^2w}{dr^2} + \frac{\mu}{r}\frac{dw}{dr}\right). \tag{13.96}$$

Pentru pistoanele tip pahar (fig. 13.29), particularizînd relațiile (13.95) și (13.96) se obține pe contur, unde:

$$r = R_i\ ;\ w = 0\,;\ \frac{dw}{dr} = 0\,;\ (\mu = 0{,}3)\,;\ \frac{d^2w}{dr^2} = -p\,\frac{R_i^2}{8D},$$

momentul

$$M_r = \frac{-2\mu}{16}\,p\,R_i^2 = -\frac{\mu p R_i^2}{8}, \tag{13.97}$$

respectiv efortul unitar σ_r:

$$\sigma_{r\,max} = \frac{M_\theta}{W} = -\frac{3}{4}\,(p_{g\,max} - p_0)\,\frac{R_i^2}{h^2} \tag{13.98}$$

pentru $p = p_{g\,max} - p_0$ și $W = \frac{h^2 \cdot 1}{6}$ — modulul de rezistență pentru o fîșie de placă de lățime unitară.
Momentul M_θ este

$$M_\theta = -\frac{pR_i^2}{8}, \tag{13.99}$$

iar efortul unitar :

$$\sigma_\theta = \frac{M_r}{W} = -0{,}225\,(p_{g\,max} - p_0)\frac{R_i^2}{h^2}. \qquad (13.100)$$

În centrul plăcii :

$$M_r = M_t = \frac{p R_i^2}{16}(1 + \mu). \qquad (13.101)$$

Din relaţiile (13.98) şi (13.100) rezultă că efortul unitar maxim în încastrare este în direcţie radială.

Regiunea portsegmenţi se verifică la compresiune sub influenţa forţei de presiune maximă în timpul arderii, în secţiunea slăbită de orificiile pentru ulei.

Fundul pistonului este răcit din interior prin stropire cu ulei şi ca urmare a acestui fapt, între cele două feţe ale sale apare diferenţa de temperatură Δt. Se admite ipoteza variaţiei liniare a temperaturii pe grosimea h a fundului de piston.

Capul pistonului fiind o placă circulară simetrică, va apărea tendinţa ca această placă să ia o formă sferică. În placă vor lua naştere eforturi suplimentare de încovoiere provocate de momentele încovoietoare ce au tendinţa de a menţine placa plană, eforturi unitare care trebuie adunate cu cele precedente. Efortul unitar suplimentar este

$$\sigma = \frac{\alpha_p \Delta t}{2} \cdot \frac{E}{1 - \mu}, \qquad (13.102)$$

unde :

α_p este coeficientul de dilatare a materialului pistonului;
μ — coeficientul de contracţie a lui Poisson;
E — modulul de elasticitate al materialului;
Δt — diferenţa de temperatură între cele două feţe ale pistonului.

Calculul termic urmăreşte determinarea eforturilor unitare suplimentare provocate de solicitarea termică şi verificarea identităţii relaţiilor privind dilatarea diferitelor porţiuni ale pistonului şi cilindrului ţinînd seama de necesitatea respectării jocului faţă de cilindru.

Diametrul pistonului la montaj, într-o secţiune oarecare, rezultă în funcţie de jocul j din timpul funcţionării la regimul termic cel mai ridicat şi de diferenţele de dilatare dintre cilindru şi piston. La temperatura de montaj t_m, cilindrul şi pistonul au diametrele D_c şi D_p.

Cilindrul, care se încălzeşte la temperatura t_c, ajunge la diametrul $D_c\,[1 + \alpha_c(t_c - t_m)]$, iar pistonul, încălzindu-se pînă la temperatura t_p, atinge diametrul $D_p\,[1 + \alpha_p(t_p - t_m)]$. Pentru a evita pericolul gripării în timpul deplasării pistonului în cilindru trebuie respectată relaţia

$$D_c[1 + \alpha_c(t_c - t_m)] = D_p[1 + \alpha_p(t_p - t_m)] + j. \qquad (13.103)$$

Relaţia (13.103) se verifică în punctele B, C şi A de pe piston, zone în care jocul are valori diferite şi în acelaşi timp mărimea temperaturilor

Scanned with OKEN Scanner

t_c și t_p sînt variabile așa cum se vede în figura 13.30. Figura 13.30 arată de asemenea că există o cădere de temperatură mai mare pe partea superioară a pistonului motorului cu ardere internă (porțiunea BC — pînă la ultimul segment), în timp ce căderea de temperatură pe porțiunea mantalei (AC) pistonului este mai mică.

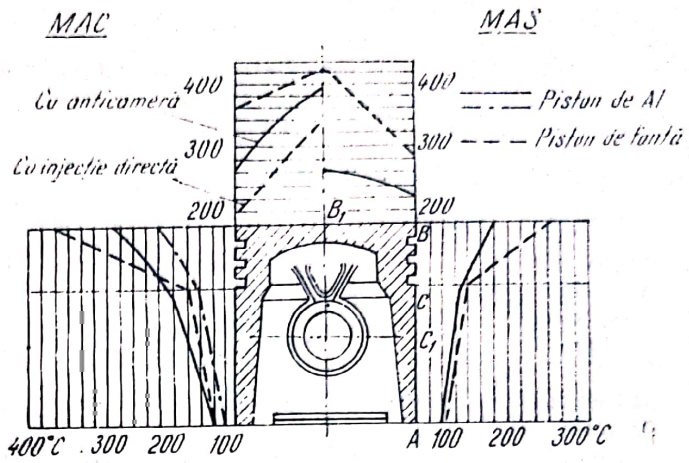


Fig. 13.30. Calculul termic al pistonului.

Respectarea relației (13.103) pe diferitele zone ale pistonului conduce la o formă tronconică a acestuia la rece atît pentru zona BC cît și pentru zona AC, înclinațiile generatoarei fiind diferite. În timpul funcționării, pistonul va deveni cilindric.

Tabelul 13.8

Valori pentru jocurile dintre piston și cilindru ψ_r [87]

Răcire	Apă			Aer
Motor	Aprindere prin scînteie		Diesel	Aprindere prin scînteie
Material	Al-Si eutetic, ψ_r %	Fontă ψ_r %	Al-Si eutetic, ψ_r %	Al-Si eutetic, ψ_r %
B	3,5	3,5	5,0	4,5
C (ultimul segment)	1,9	2,0	3,0	3,1
C_1 (manta sus)	1,4	0,9	1,8	2,2
A (manta jos)	1,1	0,9	1,1	1,6

Notă: pozițiile punctelor B, C, C_1, A rezultă din figura 13.30.

Mărimea jocului relativ ψ_r dintre piston și cilindru este indicată în tabelul 13.8.

Prin ψ_r se înțelege raportul:

$$\psi_r = \frac{D_c - D}{D_p} = \frac{j}{D_p},$$

j fiind jocul la cald.

Repartizarea temperaturilor pe piston este dată în tabelul 13.9, în funcție de materialul pistonului, tipul motorului și modul de răcire a motorului.

b) *Calculul la uzură* urmărește determinarea lungimii pistonului pe baza presiunii de contact. Forța care solicită pistonul este forța normală F_{nc} și este preluată de piston (mantaua sa) pe o porțiune din periferie, delimitată de un unghi total aproximativ de 120°.

Scanned with OKEN Scanner

Tabelul 13.9

Repartizarea temperaturilor pe piston [87]

Ciclu	Răcire	Material	Temperatura în °C			
			B_1	B	C	A
Autovehicule Aprindere prin scînteie, 4 timpi	apă	aliaj Al	240—280	190—240	130—160	110—130
		fontă	410—440	270—300	150—170	120—140
Autocamioane Diesel-injecție directă	apă	aliaj Al	330—360	200—220	140—160	110—130
		fontă	440—440	340—380	150—170	120—140

Notă: poziţiile punctelor B_1, B, C, A rezultă din figura 13.30.

Relaţia de verificare a lungimii portante va fi

$$F_{nc} = 0{,}87 D_p L_c p_c, \tag{13.104}$$

de unde rezultă lungimea mantalei:

$$L_c = \frac{F_{nc}}{0{,}87\, D_p\, p_c}, \tag{13.105}$$

unde:

p_c este presiunea de contact (3 ... 6 daN/cm² la motoare de autoturism şi 15...3 daN/cm² pentru motoare de camion şi tractor);

D_p — diametrul pistonului în zona mantalei;

F_{nc} — forţa normală de calcul ($F_{nc} = F_n$).

13.4.4. Variante constructive

Construcţia pistoanelor este dependentă de tipul motorului. În figura 13.31 este reprezentat pistonul motorului SR 211 care are forma capului plană [87].

Pentru capul pistoanelor de la MAC se adoptă o formă profilată mai ales la motoarele cu injecţie directă (fig. 13.32) (motorul D. 103).

Grosimea capului la pistoanele MAC-urilor, care funcţionează cu presiuni înalte şi care primesc cantităţi mai importante de căldură, se alege mai mare şi cu o racordare largă la regiunea postsegmenţi (fig. 13.32).

Scanned with OKEN Scanner

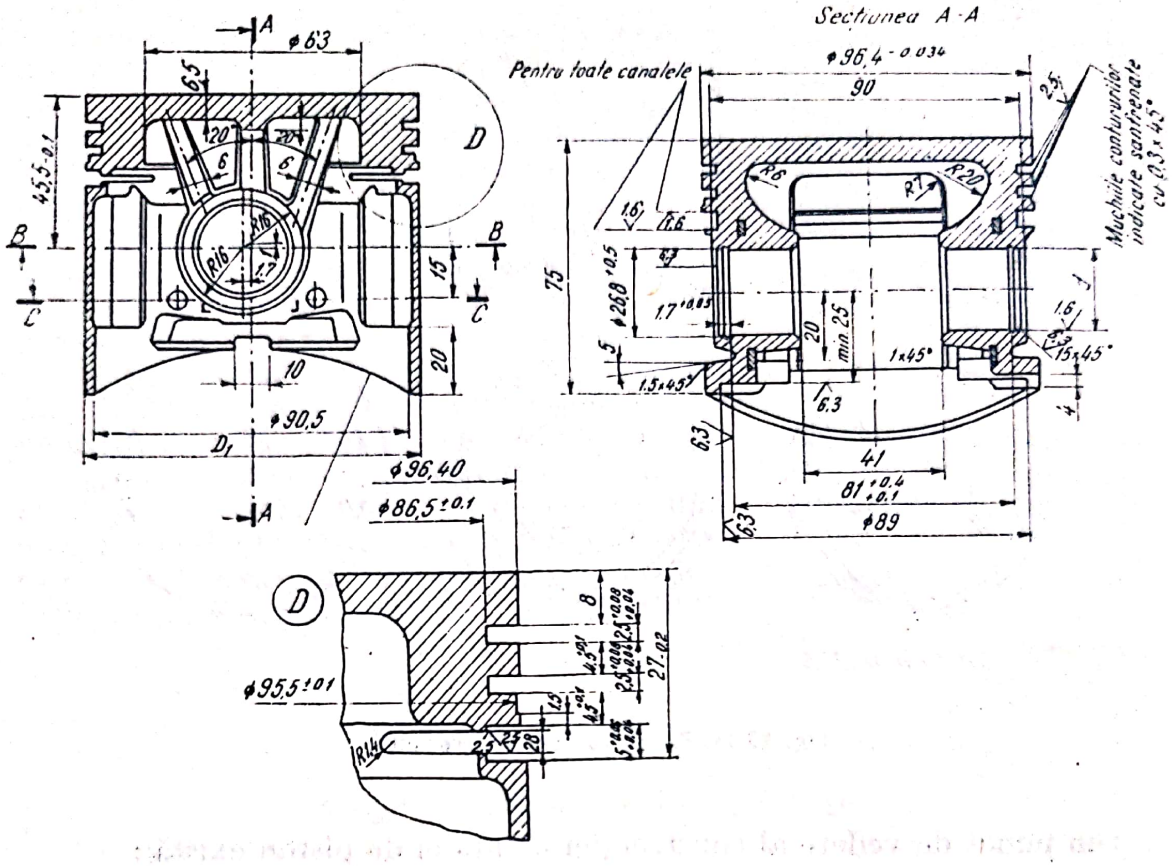


Fig. 13.31. Construcția pistonului motorului SR 211.

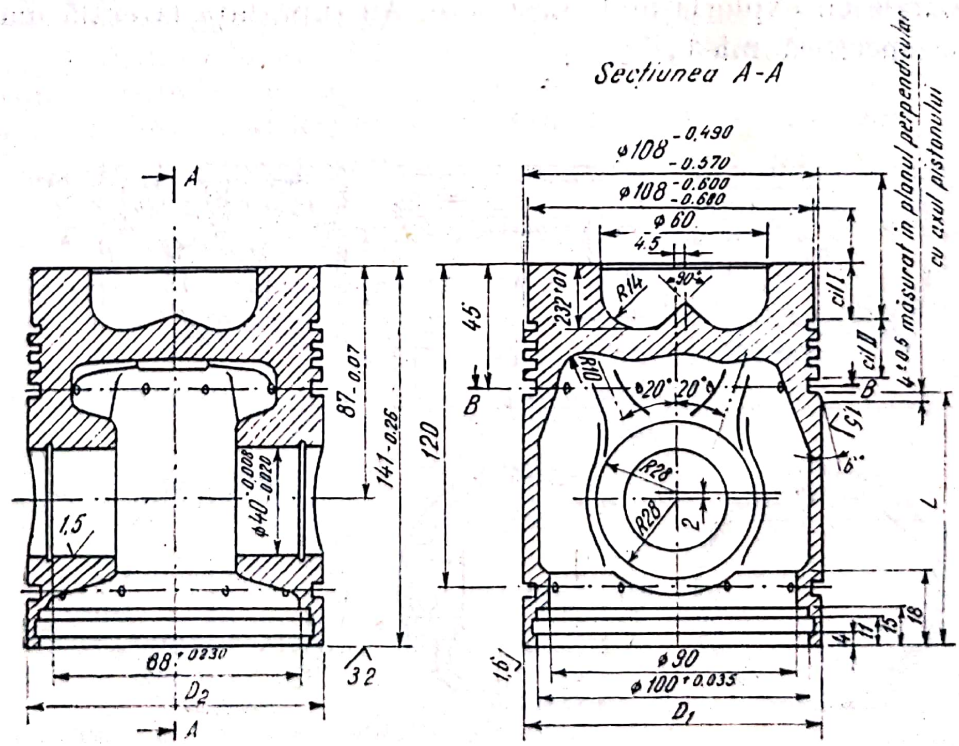


Fig. 13.32. Construcția pistonului motorului D 103.

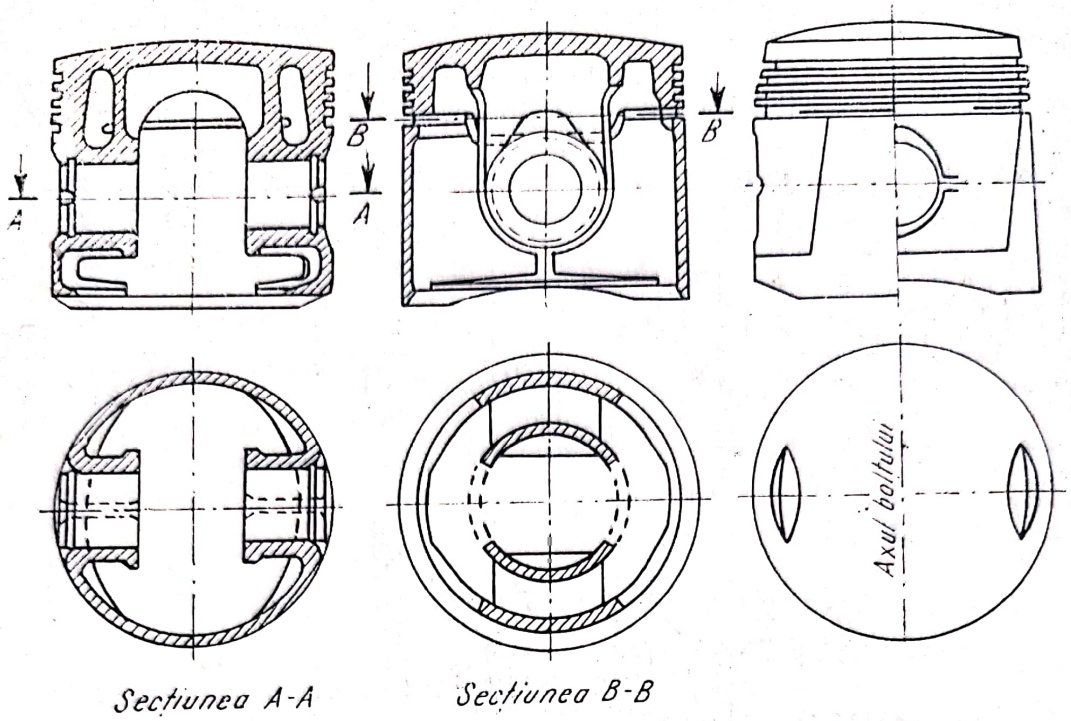


Fig. 13.33. Piston cu manta întreruptă.

Din punct de vedere al construcției mantalei de piston există :

— manta întreruptă (fig. 13.33); aceste pistoane se întrebuințează la motoarele cu explozie mult încărcate. Au suprafața laterală mare și o presiune specifică mică;

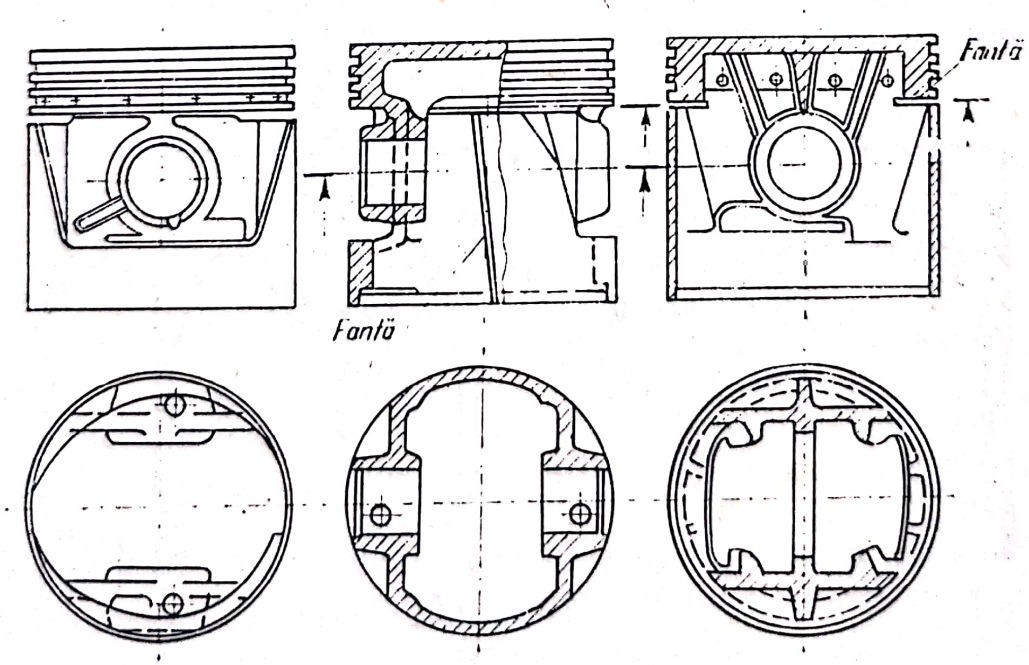


Fig. 13.34. Piston cu manta elastică în formă de T.

Scanned with OKEN Scanner

— manta cu tăietură elastică în formă de T (fig. 13.34). Se pot executa cu jocuri la rece mici (în regiunea mantalei care este elastică datorită tăieturii). Se întrebuinţează la autoturisme şi nu fac zgomot pînă se încălzesc;

— piston bimetalic avînd plăcuţe de oţel invar plasate în regiunea bolţului şi mantalei din turnare sau pistoane autotermice la care se obţine un joc redus între piston şi cilindru pe baza plăcării interioare a pistonului din aluminiu cu tablă de oţel cu coeficient de dilatare redus (fig. 13.35).

Armătura de invar (oţel bogat cu Ni) are rolul de a micşora dilatarea pistonului, mai ales în cazul utilizării aliajelor Al—Cu, deoarece oţelul invar are un coeficient de dilataţie termică de ordinul $2...3 \cdot 10^{-6}$ grd^{-1}.

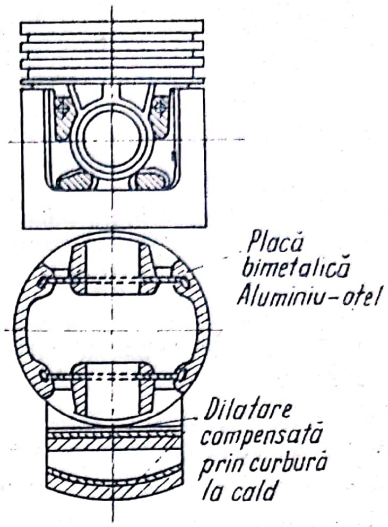


Fig. 13.35. Piston bimetalic.

13.5. SEGMENŢI

13.5.1. Rol funcţional şi clasificare

Segmenţii sînt inele metalice, montate cu un anumit joc în locaşurile prelucrate în corpul pistonului, care prin destindere elastică apasă pe oglinda cilindrului şi asigură închiderea spaţiului dintre piston şi peretele cilindrului, realizînd etanşarea necesară.

Rolul funcţional al segmenţilor este complex şi cuprinde:

— etanşarea spaţiului dintre piston şi cilindru pentru a împiedica trecerea fluidului dintr-o parte în alta;

— oprirea accesului uleiului în camera de ardere;

— transmiterea căldurii primite de la piston spre pereţii cilindrului.

Clasificarea segmenţilor se face după mai multe criterii:

— rol funcţional
  - segmenţi de etanşare (compresie)
  - segmenţi de ungere

— construcţie
  - segmenţi simpli
  - segmenţi combinaţi

— forma fantei şi orientarea ei
  - fantă simplă
    - dreaptă
    - oblică
  - fantă cu diverse forme

— modul de apăsare pe cilindru
  - prin arcuire proprie
  - prin elemente intermediare de apăsare

Scanned with OKEN Scanner

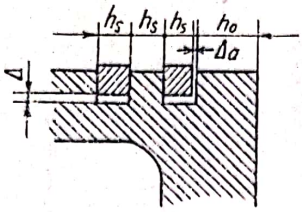


Fig. 13.36. Poziția segmenților în piston.

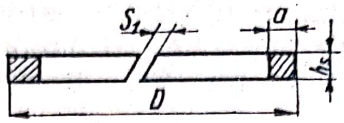


Fig. 13.37. Segmenți.

În figura 13.36 este arătată așezarea segmenților în locașurile lor din piston. Poziția primului segment este astfel aleasă încît cînd pistonul se află la PMS, nivelul apei de răcire a cămășii cilindrului să fie în dreptul primului segment. Se va evita așezarea segmentului prea apropiată față de fundul pistonului pentru a nu se încălzi prea tare ; se ia $h_0 = (1...1{,}5)\ h_s$, unde h_s este grosimea segmentului. Etanșarea este asigurată prin arcuirea segmentului pe cilindru și în acest scop este necesar ca în stare strînsă să existe însă un joc Δ față de fundul locașului de piston. Mărimea jocului Δ variază în funcție de tipul motorului ($\Delta = 0{,}2...0{,}5$ mm — motoare auto). Segmentul se montează în canalul său cu un mic joc axial Δ_a a cărui valoare depinde de diametrul pistonului și de tipul motorului.

Deschiderea segmentului S_1 (fig. 13.37) este în stare liberă $S_1 = (10...14\%)\ D$, sau $S_1 = (2{,}3...3{,}5)\ a$, iar în timpul funcționării $S_1 = (0{,}4...0{,}5)$ mm, sau $S_1 = (4...5\%)\ D$.

Pentru a realiza presiunea specifică dorită pe peretele cilindrului, segmenții se tensionează, adică primesc o anumită formă în stare liberă, astfel ca după montare să dea apăsarea cerută pe oglinda cilindrului. Tensionarea se poate realiza termic sau mecanic. Tensionarea mecanică dă o repartiție neuniformă pe toate direcțiile (fig. 13.38), dar prin uzură se ajunge la o presiune uniform repartizată. La segmenții tensionați termic, segmentului i se asigură o formă în stare liberă prin încălzirea într-un cuptor la temperatura de funcționare, urmată de răcirea segmentului deschis. Repartiția presiunilor este mai uniformă [87, 83].

Presiunile specifice pe suprafața cilindrului sînt de (1...1,8) daN/cm², pentru segmenții tensionați termic și de (2...4) daN/cm², la cei tensionați mecanic [87].

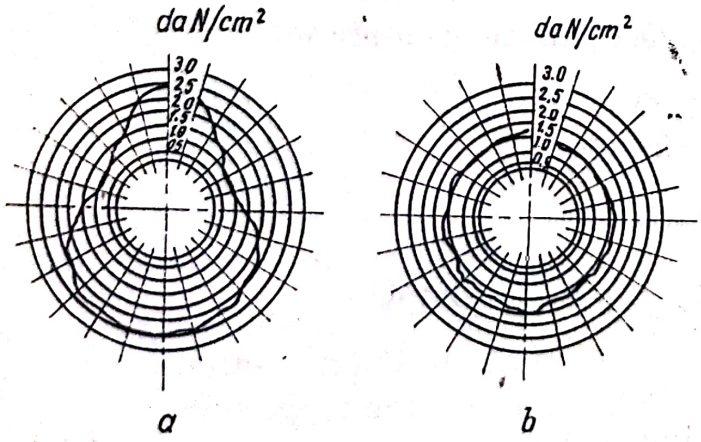


Fig. 13.38. Distribuția presiunilor specifice pentru segmenți tensionați mecanic sau termic.

Forța de presare pe suprafața cilindrului este rezultanta forțelor elastice ale segmentului, la care se adaugă forțele date de presiunea gazelor din spatele acestuia (fig. 13.39) [83, 87].

Presiunea în spatele segmentului scade, astfel că după al treilea segment devine cca 8% din presiunea de deasupra pistonului.

Segmenții de etanșare asigură etanșarea prin efectul de labirint, la acțiunea

Scanned with OKEN Scanner

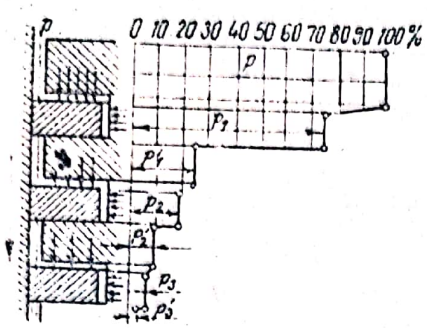


Fig. 13.39. Schema de lucru a segmenţilor.

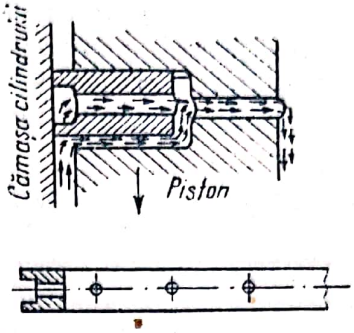


Fig. 13.40. Segmenţi de ungere colector.

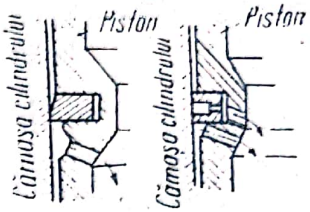


Fig. 13.41. Segmenţi raclori.

de etanşare contribuind şi filmul de ulei. Numărul segmenţilor de etanşare depinde de presiunea din cilindru (3—4 la camion, 4—6 la MAC, 2—4 la auto MAS).

Segmenţii de ungere diferă de cei de etanşare prin forma secţiunii lor. Sînt de două tipuri : colectori şi raclori. Segmenţii de ungere colectori sînt destinaţi colectării uleiului în exces de pe cilindru şi conducerii lui în interiorul pistonului, prin orificii radiale (fig. 13.40).

Segmenţii raclori au o formă simplă (fig. 13.41) şi au rolul de răzuire şi împingere a uleiului spre carterul maşinii, la ambele curse ale pistonului.

13.5.2. Material şi indicaţii tehnologice

Materialul cel mai utilizat pentru segmenţi este fonta, care prezintă rezistenţă bună la uzură, rezistenţă la temperaturi ridicate, îşi menţine elasticitatea la temperatura de funcţionare a segmenţilor şi poate avea duritate mai mică decît a cilindrului, evitînd astfel uzura acestuia.

Structura fontei este de mare importanţă. Se utilizează fonta cenuşie perlitică cu grafit lamelar fin, sau fonta cu structură perlitică, aliată cu Ni, Cr, Mo, Cu, precum şi fonta cu grafit nodular.

Segmenţii care lucrează în mediu coroziv se fac din aliaje neferoase (bronzuri) cu elasticitate suficient de bună, pentru a avea arcuire proprie.

13.5.3. Calculul segmenţilor

În figura 13.42 este redată schema forţelor ce solicită segmentul. Calculul se face pe baza următoarelor ipoteze [79, 83]:

— presiunea exercitată pe peretele cilindrului (p_s) este constantă;

— raportul $\frac{e}{R_0} = \frac{1}{10} \dots \frac{1}{30}$.

Se va aplica relaţia generală de la bare curbe, pentru a determina mărimea efortului unitar într-o fibră oarecare a secţiunii:

$$\sigma = \frac{F_n}{A} + \frac{M}{r_0 A} + \frac{M r_0}{I'} \cdot \frac{y}{y + r_0}. \qquad (13.106)$$

Scanned with OKEN Scanner

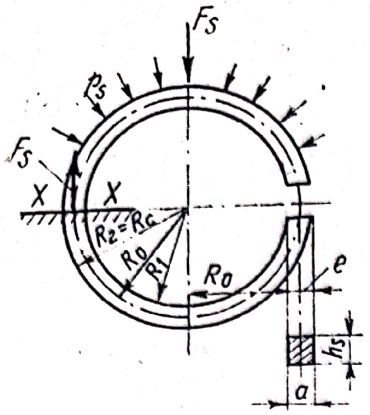


Fig. 13.42. Calculul segmenților.

Se consideră segmentul ca un inel încărcat uniform pe periferie, strîns la diametrul exterior și încastrat în secțiunea X-X. Pe baza figurii 13.42 se poate scrie:

$$r_0 = R_0;\ R_2 = R_c = \frac{1}{2} D_c;$$

$$I' = 1{,}0062\ I \cong I, \text{ pentru } \frac{e}{R_0} \cong \frac{1}{10};$$

$F_n = F_s = p_s h_s D_c$, avînd sens negativ.

Momentul din încastrare va fi pozitiv, deoarece accentuează curbura grinzii:

$$M_i = F_s \frac{D_c - a}{2} = p_s h_s D_c \frac{D_c - a}{2}. \tag{13.107}$$

Secțiunea:

$$A = h_s\, a. \tag{13.108}$$

Înlocuind în relația (13.106), se obține efortul unitar în fibra extremă:

$$\sigma = \frac{-p_s D_c h_s}{A} + \frac{D_c h_s p_s (D_c - a)}{2\frac{(D_c - a)}{2} A} + \frac{p_s h_s D_c (D_c - a)\, e}{2I\left(1 + \frac{e}{R_0}\right)} \cong \frac{M_i}{W_s}; \tag{13.109}$$

deoarece $e \ll R_0$, e se neglijează în raport cu R_0 și deci $\frac{R_0}{R_0 + e} = 1$.

După înlocuirile valorilor M_i și W_s rezultă

$$\sigma_i = 3 p_s \left(\frac{D_c}{a}\right)^2 \cong 12\, p_s \left(\frac{R_c}{a}\right) \leqslant \sigma_{ai}. \tag{13.110}$$

Valorile admisibile se iau $\sigma_{ai} = 1\,000 \ldots 2\,000$ daN/cm².

Solicitarea maximă la încovoiere apare în timpul montării segmentului pe capul pistonului. Relația de la grinzi curbe în acest caz va fi

$$\frac{1}{\rho} - \frac{1}{R_0} = \pm \frac{M_i}{EI} = \pm \frac{2\sigma_i'}{Ea}, \tag{13.111}$$

unde ρ este raza de curbură a segmentului la montarea pe piston.

Pentru a trece segmentul peste piston ρ trebuie să îndeplinească relația

$$\rho \geqslant R_c + \frac{a}{2}. \tag{13.112}$$

Scanned with OKEN Scanner

După efectuarea calculelor rezultă efortul unitar de încovoiere în încastrare (σ_i') pentru fibra interioară :

$$\sigma_i' = \frac{E\,a^2}{2\,R_c^2}\,. \tag{13.113}$$

Pentru $\frac{a}{R_c} \cong \frac{1}{12}$ şi $E = 800\,000$ daN/cm² se obţine $\sigma_i' = 2\,800$ daN/cm², valoare care devine periculoasă. Este necesară montarea cu grijă, utilizînd dispozitive speciale pentru a evita ruperea segmenţilor.

13.6. BOLŢUL DE PISTON

Bolţul pistonului realizează legătura articulată dintre piston şi bielă. Este un organ supus la solicitări foarte ridicate, presiunea specifică în locaşurile pistonului şi ochiului bielei ajungînd între 100 şi 450 daN/cm², la MAS şi 200...750 daN/cm², la MAC. Din această cauză bolţului de piston i se cere rezistenţă mecanică, rezistenţă la uzură, asigurarea poziţiei lui contra deplasărilor axiale, asigurarea ungerii lui.

Materialele din care se confecţionează bolţul sînt : oţeluri de cementare, oţeluri aliate cu Co, Ni, V, Mo, tratate termic pentru durificare ($H_{RC} = 55...65$). În figura 13.43 este prezentată forma constructivă a bolţului de piston, de obicei cu secţiune inelară.

Bolţul de piston se fixează, cu precădere, prin ajustaj cu alunecare în piston şi cu păsuire liberă în ochiul bielei. Cauza este deformarea elastică a bolţului, care, devenind oval sub sarcină, se turteşte şi poate rupe locaşul din piston (fig. 13.44). Nu se mai preferă montajele cu strîngere în piston [87].

Bolţul se calculează la încovoiere şi ovalizare şi se verifică la oboseală şi presiune de contact. Calculul de încovoiere se face pe baza schemei din figura 13.45.

Momentul încovoietor în secţiunea periculoasă, la mijlocul grinzii va fi

$$M_i = \frac{F_p}{2}\,\frac{l_1}{2} - \frac{F_p}{2}\,\frac{b}{4} = W\sigma_i, \tag{13.114}$$

de unde

$$\sigma_i = \frac{M_i}{W} \leqslant \sigma_{ai}.$$

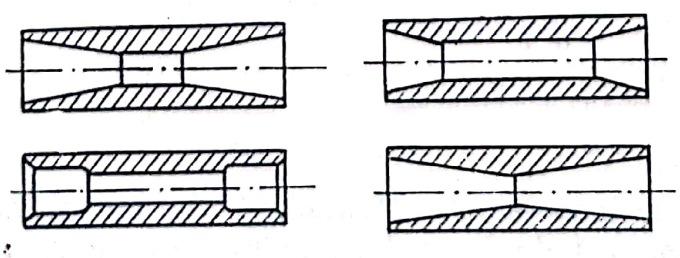


Fig. 13.43. Bolţul de piston.

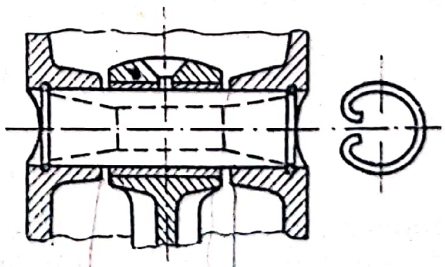


Fig. 13.44. Montajul bolţului de piston.

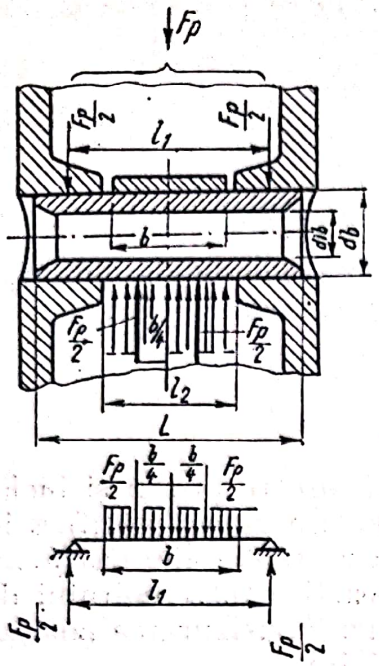


Fig. 13.45. Schema de calcul a bolțului de piston.

Verificarea la presiune de contact se face ca și pentru fusurile frontale cilindrice.

Pentru locașurile din piston:

$$p_1 = \frac{F_{p\,max}}{2d_b\left(\frac{L - l_2}{2}\right)} \leqslant p_a. \qquad (13.115)$$

Pentru locașul din bielă: $p_2 = \frac{F_{p\,max}}{b\,d_p} < p_a.$ (13.116)

Verificarea la oboseală se face după determinarea eforturilor unitare maxime și minime în decursul unui ciclu de variație a forțelor. Forța maximă solicită bolțul în cursa de detentă a gazelor iar forța minimă solicită bolțul la cursa de întoarcere. Ciclul de solicitare este oscilant, între valorile:

$$F_{max} = F_p - F_{it} = \frac{\pi D^2}{4}(p_g - p_0) - \frac{G_p}{g}\omega^2 r(1 + \lambda); \qquad (13.117)$$

$$F_{min} = F_{it} = -\frac{G_p}{g}\omega^2 r(1 + \lambda). \qquad (13.118)$$

Eforturile unitare se calculează cu relațiile:

$$\sigma_{i\,max} = \frac{F_{max}}{2W}\left(\frac{l_1}{2} - \frac{b}{4}\right); \qquad (13.119)$$

$$\sigma_{i\,min} = \frac{F_{min}}{2\,W}\left(\frac{l_1}{2} - \frac{b}{4}\right). \qquad (13.120)$$

Coeficientul de siguranță va fi

$$C = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{\beta_{K\sigma}}{\varepsilon_m \gamma}\sigma_v + \frac{\sigma_{-1}}{\sigma_{r_i}}\sigma_m},$$

unde σ_{rt} este rezistența de rupere la încovoiere pentru materialul bolțului. Calculul bolțului la ovalizarea cauzată de forța F_{max} se face în cazurile foarte pretențioase, plecînd de la relații date în Rezistența materialelor pentru calculul eforturilor unitare și a deformației diametrale [79].

Scanned with OKEN Scanner

13.7.1. Generalităţi privind rolul volantului. Calculul greutăţii volantului

Forţa tangenţială fiind variabilă în cursul ciclului de funcţionare a motorului, cuplul motor nu va fi constant, existînd perioade de deficit de energie şi, ca urmare, mişcarea maşinii este frînată şi perioade în care mişcarea maşinii va fi accelerată, ca urmare a surplusului de energie. Numărul mai mare de cilindri constituie un prim remediu al acestei frînări şi neuniformizări a mişcării. În scopul uniformizării turaţiei maşinii în măsura cerută, se introduce un organ de maşină capabil să absoarbă energia în exces şi să o redea în perioada de deficit a ciclului. Acest organ de maşină este volantul. Reprezentarea grafică a variaţiei forţei tangenţiale pentru un motor cu un singur cilindru cu simplu efect în 4 timpi, este dată în figura 13.46. Ciclul se desfăşoară în timp ce butonul manivelei parcurge de două ori lungimea cercului pe care se deplasează. Integrala suprafeţei închisă de diagrama forţelor tangenţiale şi axa absciselor raportată la lungimea $2\pi S$, la motorul în 4 timpi, dă un dreptunghi a cărui înălţime reprezintă forţa tangenţială medie şi deci cuplul motor mediu dat de maşină.

Ca urmare a înmagazinării unei energii în exces, volantul îşi modifică viteza unghiulară de la ω_{min} la ω_{max}. În timpul cedării de energie procesul este invers. Calculul greutăţii volantului trebuie astfel făcut încît să poată acumula energia corespunzătoare buclei maxime din diagrama forţelor tangenţiale [79].

Pe baza celor cunoscute din Mecanică se poate scrie

$$L_0 = \frac{J}{2}(\omega_{max}^2 - \omega_{min}^2) \cong \frac{J_v}{2}(\omega_{max}^2 - \omega_{min}^2), \qquad (13.121)$$

unde:

J este momentul de inerţie total la arborele conducător (de reducere);

L_0 — energia acumulată de volant (în timpul 3, fig. 13.46);

J_v — momentul de inerţie masic al volantului;

ω_{max}; ω_{min} — vitezele unghiulare maximă, respectiv minimă ale volantului.

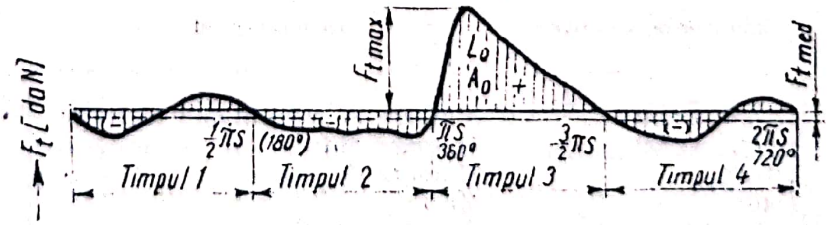


Fig. 13.46. Diagrama forţelor tangenţiale.

Scanned with OKEN Scanner

În relaţia (13.121) $J = J_{red} + J_v \cong J_v$; deoarece momentul de inerţie al maşinii, redus la elementul de reducere (J_{red}) este neglijabil în raport cu momentul de inerţie masic al volantului [79, 82] se poate scrie:

$$L_0 = \frac{J_v}{2}(\omega_{max} + \omega_{min})\frac{\omega_{max} - \omega_{min}}{\omega_m}\omega_m,$$

sau

$$L_0 = J_v \omega_m^2 \delta,$$

unde s-a notat $\delta = \frac{\omega_{max} - \omega_{min}}{\omega_m}$, gradul de neregularitate al maşinii. Viteza unghiulară medie ω_m se determină cu relaţia

$$\omega_m = \frac{\pi n}{30}.$$

Considerînd că toată masa volantului este concentrată în obadă, momentul de inerţie masic se poate exprima cu relaţia $J_v = mr^2 = mR_c^2$, R_c fiind raza centrului de greutate al secţiunii obezii. Deci:

$$L_0 = mR_c^2 \omega_m^2 \delta. \tag{13.122}$$

Mărimea lucrului mecanic L_0 în exces se determină din diagrama forţelor tangenţiale; în consecinţă, relaţia de mai sus, transformată, poate servi pentru calculul greutăţii volantului printr-o metodă aproximativă, dată mai jos:

$$mR_c^2 = \frac{L_0}{\omega_m^2 \delta}, \text{ sau } \frac{G}{g}\frac{D_c^2}{4} = \frac{L_0}{\omega_m^2 \delta},$$

de unde

$$G = \frac{4 g L_0}{\omega_m^2 \delta D_c^2}. \tag{13.123}$$

În ceea ce priveşte valoarea gradului de neregularitate δ, acesta depinde de tipul maşinii; valori orientative se dau în tabelul 13.10.

Tabelul 13.10

Valori pentru gradul de neregularitate [30, 83]

Gradul de neregularitate	Tipul motorului
1/150—1/300	Motoare şi generatoare electrice
1/180—1/300	Motoare auto
1/1000	Motoare de avion
1/40	Mori
1/20—1/20	Pompe, suflante

Scanned with OKEN Scanner

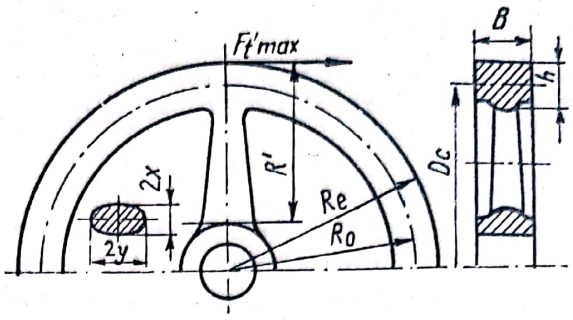


Fig. 13.47. Schema de calcul pentru volant.

Pentru a considera situaţia mai aproape de realitate, se apreciază că 90% din masa volantului este concentrată în obadă şi notînd cu G' greutatea obezii se va scrie:

$$G' = 0{,}9\,G = 0{,}9\,\frac{4\,g\,L_0}{\omega_m^2\,\delta D_c^2}. \tag{13.124}$$

sau

$$G = 1{,}1\;G'.$$

Secţiunea obezii volantului (A_c) se calculează utilizînd teorema lui Guldin şi ţinînd seama de notaţiile din figura 13.47:

$$G' = 2\pi R_c A_c \gamma, \tag{13.125}$$

de unde:

$$A_c = \frac{G'}{2\pi\,R_c\gamma} = Bh. \tag{13.126}$$

13.7.2. Calculul simplificat al volantului ca organ de maşină

Dacă se utilizează un volant cu spiţe, calculul este asemănător cu cel al roţilor de curea. Numărul braţelor se calculează în funcţie de diametrul său:

$$i_b \cong \frac{1}{9}\sqrt{D},$$

unde D este diametrul interior al volantului [mm].

Calculul simplificat al volantului consideră următoarele solicitări: încovoierea braţelor datorită momentului dat de acţiunea forţelor tangenţiale ($F_{t\,max}$) şi încovoierea dată de forţa utilă din curea dacă volantul este şi roată de curea. Pentru volantul fără curea se presupune că încovoie-

Scanned with OKEN Scanner

rea este preluată de toate braţele în mod uniform :

$$M_{i1} = \frac{1}{i_b} F_{t\,max} \frac{r}{R_0} R' = W_b\, \sigma_{al} \cong \frac{1}{i_b} F_{t\,max} \frac{r}{R_e} R', \qquad (13.127)$$

unde :

r este raza manivelei ;

R_0 — raza care trece prin centrul de greutate al secţiunii coroanei ;

R_e — raza exterioară a volantului (se aproximează că $R_e \cong R_0$), [79] ;

R' — braţul forţei $F'_{tmax} = F_{t\,max} \frac{r}{R_e}$, redusă la periferia volantului, faţă de secţiunea periculoasă a braţului ;

$W_b = \frac{\pi}{4} xy^2$ — modulul de rezistenţă pentru secţiunea eliptică a braţului.

Volantul utilizat la transmiterea energiei prin curea se calculează atît ca volant cît şi ca roată de curea (vezi cap. 11). Volantul în formă de disc plin se tratează pe baza celor stabilite la Rezistenţa materialelor [146, 118].

Scanned with OKEN Scanner

14.

ORGANELE PENTRU ÎNCHIDEREA CIRCULAȚIEI FLUIDELOR

14.1. GENERALITĂȚI

Organele pentru închiderea circulaţiei fluidelor sînt organe cu ajutorul cărora se realizează reglarea debitului sau întreruperea curgerii fluidelor în circuitele unei instalaţii, precum şi distribuirea fluidului în diferite direcţii. În compunerea lor intră un organ fix şi unul mobil, prin deplasarea căruia se îndeplineşte rolul organului de închidere. Între organul fix şi cel mobil se poate stabili un contact de-a lungul unei suprafeţe continue, asigurîndu-se etanşeitatea. De asemenea, între ele se poate stabili un anumit interspaţiu, exercitîndu-se astfel funcţia de reglare a debitului.

După modul de utilizare a organelor de închidere, în diferitele construcţii se întîlnesc două situaţii şi anume : a) utilizarea ca organe individuale ; în acest caz ele au un loc bine stabilit în cadrul construcţiei respective (maşină-unealtă, maşină de forţă etc.), fiind specifice acelei construcţii ; b) utilizarea organelor de închidere ca părţi componente ale armăturilor ; armăturile sînt organe complexe, montate pe căile de trecere ale fluidelor şi au drept scop închiderea circulaţiei unui fluid, reglarea şi controlul unor parametri ai acestuia, distribuirea fluidului înspre diferite circuite, evacuarea lui în cazul apariţiei unei suprapresiuni periculoase.

Clasificare

Clasificarea organelor pentru închiderea circulaţiei fluidelor reiese din tabelul 14.1.

Condiţii impuse organelor de închidere

Organele de închidere trebuie să îndeplinească anumite condiţii :

a) *Asigurarea etanşeităţii*. Această condiţie este importantă în special acolo unde pierderea de fluid ar influenţa negativ calitatea produselor (de exemplu, la prepararea adezivilor, unde este necesar să se respecte reţeta în mod riguros), sau unde ar putea produce accidente grave (în cazul scăpării lichidelor toxice, inflamabile etc.) ;

b) *Rezistenţă mecanică ;*

c) *Rezistenţă la temperaturile maxime de lucru*, pentru organele care lucrează la temperaturi ridicate ;

Scanned with OKEN Scanner

Tabelul 14.1

Clasificarea organelor pentru închiderea circulației fluidelor

Nr. crt.	Criteriul de clasificare	Tipul organului de închidere	
1	După destinație	de închidere și distribuție (robinete)	
		de reglare	
		de siguranță și reținere	
2	După construcția organului de închidere	cu ventil (fig. 14.1)	
		cu sertar pană (fig. 14.2)	
		cu cep (fig. 14.3)	
		cu clapetă	valvă (fig. 14.4)
			fluture (fig. 14.5)
		cu sertar de distribuție (fig. 14.6 și 14.7)	
		cu diafragmă (membrană) (fig. 14.8)	
3	După sistemul de comandă a mișcării	comandate	
		automate	
4	După forma suprafeței de etanșare	plană	
		conică	
		cilindrică	
		sferică	
5	După modul de utilizare a lor în diferite ansamble	individuale	
		integrate în armături	

d) ***Rezistență la coroziune;***
e) ***Rezistență hidrodinamică redusă;***
f) ***Montaj și întreținere simplă***, precum și o comandă ușoară a organului mobil (obturator);
g) ***Respectarea standardelor.***

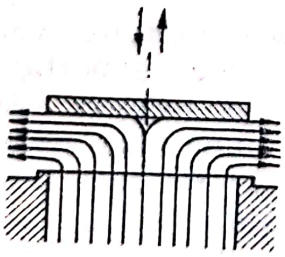


Fig. 14.1. Organ de închidere cu ventil.

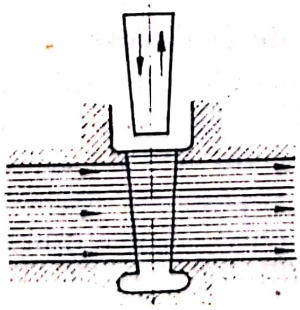


Fig. 14.2. Organ de închidere cu sertar pană.

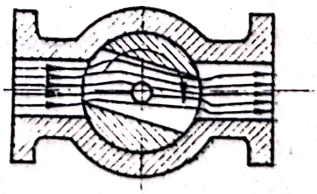


Fig. 14.3. Organ de închidere cu cep.

Scanned with OKEN Scanner

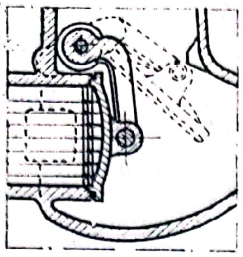


Fig. 14.4. Organ de închidere cu valvă.

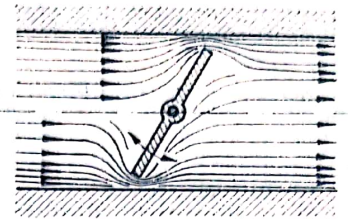


Fig. 14.5. Organ de închidere cu clapetă-fluture.

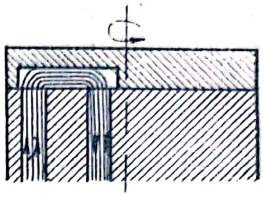


Fig. 14.6. Organ de închidere cu sertar de distribuție.

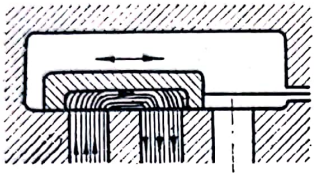


Fig. 14.7. Organ de închidere cu sertar de distribuție.

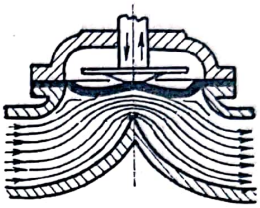


Fig. 14.8. Organ de închidere cu diafragmă.

14.2. ORGANE DE ÎNCHIDERE CU VENTIL

Caracteristici de bază. Clasificare

La organele de închidere cu ventil, organul mobil se deplasează pe direcția deplasării fluidului (fig. 14.1). Părțile componente principale ale organelor de închidere cu ventil reies din figura 14.9. Talerul *2* este acționat prin intermediul tijei *4*, fiind ghidat de elementele *3*. Închiderea circulației fluidului se face prin așezarea talerului pe scaunul *1*. Scaunul poate fi prelucrat direct în corpul armăturii sau poate fi executat separat și este presat apoi în corp. Această variantă este avantajoasă, fiindcă scaunul se poate executa din materialele cele mai adecvate pentru cuplul de închidere. De asemenea, se pot presa în scaun și uneori în taler inele sau bucșe de etanșare. S-a notat cu D_n diametrul nominal. Acesta este diametrul unei secțiuni circulare, egală ca mărime cu aria minimă de trecere a fluidului prin organul de închidere.

Organele de închidere cu ventil se utilizează frecvent datorită avantajelor lor: a) contactul ventil-scaun se face fără frecare, crescînd durata de serviciu; b) suprafața de etanșare este mică, deci etanșarea se asigură mai ușor; c) prin utilizarea inelelor de etanșare se face economie de material; d) suprafețele de etanșare (conice sau plane) se prelucrează ușor; e) presarea inelelor de etanșare în scaun se face ușor deoarece scaunul se poate executa separat.

Dezavantajele organelor de închidere cu ventil sînt: a) forța de acționare este mai mare pentru că deplasarea se face pe direcția vînei de fluid; b) rezistență hidraulică mai mare decît la celelalte tipuri.

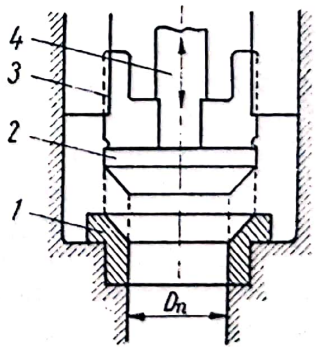


Fig. 14.9. Organ de închidere cu ventil:
1 — scaun;
2 — taler;
3 — element de ghidare;
4 — tijă.

Scanned with OKEN Scanner

Dată fiind marea varietate constructivă a organelor de închidere cu ventil, s-au stabilit cîteva criterii de clasificare a lor (tabelul 14.2, STAS 1181-74).

Tabelul 14.2

Clasificarea organelor de închidere cu ventil

Criteriul de clasificare	Tipul organului de închidere
După materialul corpului	din fontă
	din oțel
După varianta constructivă, în funcție de felul de circulație a fluidului	drepte
	drepte cu tijă înclinată
	de colț
După elementele de racordare la conductă	cu flanșe
	cu capete pentru sudare
	cu mufe filetate
După construcția ventilului	cu ventil plan (fig. 14.11)
	cu ventil conic (fig. 14.10)
	cu ventil sferic
	cu ventil de descărcare a presiunii
După poziția filetului tijei	cu filetul tijei la exterior
	cu filetul tijei la interior
După felul acționării	cu acționare manuală
	cu acționare mecanică, electrică, hidraulică, pneumatică.
După natura fluidului condus	pentru lichide
	pentru abur
	pentru gaze

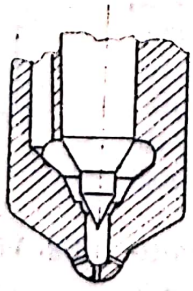


Fig. 14.10. Organ de închidere cu ventil-ac.

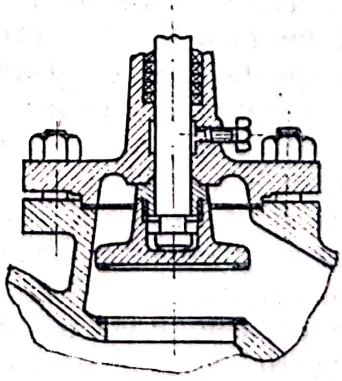


Fig. 14.11. Organ de închidere cu inel de etanșare.

Scanned with OKEN Scanner

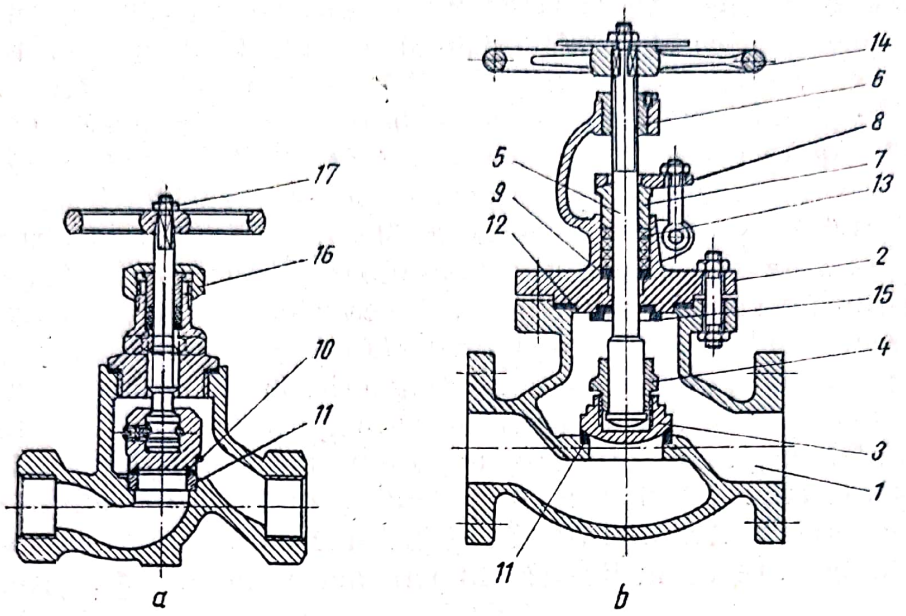


Fig. 14.12. Robinet cu ventil : *1* — corp; *2* — capac ; *3* — ventil ; *4* — piuliță de strîngere ; *5*—tijă ; *6*— bucșă filetată ; *7* — bucșă de presiune ; *8* — flanșa presgarniturii; *9* — inel de fund ; *10* — inel de etanșare a ventilului ; *11*—inel de etanșare a corpului; *12*—garnitura de etanșare între corp și capac; *13* — garnitura tijei ; *14* — roată de manevră ; *15*— bucșă de ghidare și etanșare superioară ; *16* — piulița presgarniturii; *17* — piulița roții de manevră.

14.2.1 Robinetele cu ventil

Robinetele cu ventil sînt armături avînd în componența lor organe de închidere cu ventil. Părțile componente ale unui robinet cu ventil rezultă din figura 14.12.

14.2.1.1. Materialele utilizate în construcția robinetelor cu ventil

Problema alegerii materialelor are o mare importanță, deoarece influențează comportarea armăturii în exploatare. Un plus de atenție cere alegerea materialelor pentru cuplul de închidere, ca element esențial al armăturii. Factorii principali de care depinde alegerea materialelor pentru cuplul de închidere sînt : presiunea și temperatura fluidului, coeficienții de dilatare ai materialelor cuplului, natura fluidului și viteza lui de curgere, prezența impurităților în fluid. O parte din acești factori stau și la baza alegerii materialelor pentru celelalte părți componente ale robinetului. Se dau mai jos exemple de materiale pentru părțile componente ale unui robinet conform STAS 1181-74 : a) Materialele pentru corp și capac se aleg în funcție de temperatura și presiunea fluidului, conform tabelului 14.3 ; b) Materialele pentru inelele de etanșare, tijă și bucșa filetată se aleg conform tabelului 14.4 ; c) Materialele pentru ventil sînt : — pentru robinete din fontă : FC 200 STAS 568-75 ; OL STAS 500-68 ; Am STAS 95-67 ; Bz STAS 197-68 ; 20 C 130 STAS 3583-64 ; — pentru

Scanned with OKEN Scanner

robinete din oţel : 20 C 130 STAS 3583—64 sau oţel echivalent (sau identic) cu cel al corpului ; d) Materialele pentru piuliţa de strîngere : Bz STAS 197-68 ; Am STAS 95-67 (la $t < 225°$) ; 20 C 130 STAS 3583-64 (la $t < 570°$) ; e) Materiale pentru bucşa de presiune : Fc 200 STAS 568-75 ; OL STAS 500-68 ; OT STAS 600-74 ; OLC STAS 880-66 ; Bz STAS 197-68 ; oţel inoxidabil ; f) Materiale pentru şuruburi şi piuliţe : OL STAS 500-68 (pentru $t < 225°C$) ; g) Materiale pentru garnitura cutiei de etanşare : şnur de azbest grafitat, îmbibat cu mică sau talc ; segmenţi de azbest grafitat ; inele 0 sau manşete din cauciuc sintetic, teflon (PTFE) ; garnituri metalice (aliaje de Pb) ; h) Materiale pentru garnitura de etanşare dintre corp şi capac : carton, cauciuc, clingherit, clingherit armat, materiale metaloplastice, materiale metalice (obligatorii la $t > 450°C$ şi $p_n > 160$ daN/cm²), inele 0 din cauciuc, teflon, neopren ; i) Materiale pentru roata de manevră : Fc 200 STAS 568-75 ; oţel turnat STAS 600-74 ; fontă maleabilă STAS 569-70. În tabelul 14.5 se dau temperaturile limită pînă la care se utilizează diferite materiale de etanşare.

Tabelul 14.3

Materiale utilizate la robinetele cu ventil şi la cele cu sertar (pentru corp, capa e, sertar)

Presiunea nominală, p_n	Temperatura °C												
	până la 200	până la 300				până la 400			până la 450	până la 530		până la 550	până la 570
	Materialul												
	Fc 200	Fontă cu grafit nodular	OT 45-2	OT 45-3	OL 37-2	Fm	OTA 20	OLC 20	10 Mo3	OTA 17 Mo Cr 18	14 C Mo 4	10 C Mo 10	OTA 23 VMo Cr 120
1...6	×	×	—	—	×	×	—	—	—	—	—	—	—
10	×	×	×	—	×	×	—	—	—	—	—	—	—
16	×	×	×	—	×	×	×	×	—	—	—	—	—
25	—	×	—	×	—	—	×	×	×	×	×	—	—
40	—	—	—	×	—	—	×	×	×	×	×	—	—
64	—	—	—	—	—	—	×	×	×	×	×	—	—
100	—	—	—	—	—	—	×	×	×	×	×	—	—
160	—	—	—	—	—	—	×	×	×	×	×	×	×
250	—	—	—	—	—	—	×	×	×	×	×	×	×
320 şi 400	—	—	—	—	—	—	×	×	×	×	×	×	×

Scanned with OKEN Scanner

Tabelul 14.4

Materiale utilizate la robinetele cu ventil

Temperatura °C	Material		
	Inele de etanșare	Tijă	Bucșă filetată
225	Bz STAS 197-68 Am STAS 95-67 Oțel rezistent la coroziune (inoxidabil)	OL 50 STAS 500-68 Am STAS 95-67	Bz STAS 197-68 Bz STAS 93-71 Bz Al STAS 203-68 Bz Al STAS 198-67 Am STAS 95-67
300	Oțel rezistent la coroziune (inoxidabil)	OL 50 STAS 500-68 OLC 45 STAS 880-66	
400	Oțel rezistent la coroziune (inoxidabil)	20 C 130 STAS 3583-64	Bz Al STAS 203-68 Bz Al STAS 198-67
450	Oțel rezistent la coroziune (inoxidabil) Aliaj dur		
530	Aliaj dur	Oțel refractar cu 12% crom	
570	Aliaj dur		12 C 130 STAS 3583-64

Tabelul 14.5

Temperaturi limită de utilizare a materialelor de etanșare

Materialul	Temperaturile limită (°C)
Cauciucul și derivatele sale	100
Masele plastice	−180...+260
Azbestul grafitat	450
Materiale metaloplastice cu înveliș de cupru	300
Clingheritul (diferite tipuri)	550
Azbest impregnat cu teflon	260
Grafitul — inele	− 75...+650
Cuprul	250
Aluminiul	−200...+350
Oțel carbon	− 30...+450
Oțel inoxidabil	− 30...+600
Oțel austenitic	−200...+816
Teflon (PTFE)	−180...+260
Monel	−180...+600

Scanned with OKEN Scanner

a. Diametrul nominal

Diametrul nominal se ia, în cazul robinetelor, egal cu diametrul nominal al conductei la care se montează robinetul. Suplimentar, se dă mai jos și cazul cînd organul de închidere se utilizează individual și se ia spre exemplificare o mașină cu piston. Debitul de fluid este același în cilindrul mașinii și în robinet. Se poate scrie deci:

$$\frac{\pi D^2}{4}\,\frac{s\,n}{60} = \frac{\pi D_n^2}{4}\,v_n \tag{14.1}$$

unde: D este diametrul pistonului mașinii [mm]; s — cursa pistonului [mm]; n — turația arborelui motor [rot/min]; D_n — diametrul nominal al robinetului [mm]; v_n — viteza admisibilă de scurgere a fluidului în secțiunea nominală [mm/s].

Din relația (14.1) se deduce:

$$D_n = D\sqrt{\frac{s\,n}{60 v_n}}\ [\text{mm}]. \tag{14.2}$$

b. Cursa ventilului

Cursa ventilului (h) se determină din condiția ca fluidul să circule cu aceeași viteză v_n, atît în conductă cît și în secțiunea de trecere din robinet. Ea depinde de forma suprafeței de etanșare.

1) Suprafața de etanșare plană (fig. 14.13). Debitul pe conductă și în secțiunea de trecere fiind egale, se scrie:

$$\frac{\pi D_n^2}{4}\,v_n = \pi D_1 h v_n. \tag{14.3}$$

Deoarece adesea $D_n = D_1$, se poate scrie în final

$$h = \frac{D_n}{4}. \tag{14.4}$$

Practic, această valoare se mărește de la caz la caz, deoarece în secțiunea de trecere fluidul suferă o schimbare de direcție.

2) Suprafața de etanșare conică. Secțiunea de trecere (fig. 14.14) este suprafața laterală a unui trunchi de con $ABCD$, cu generatoarea $AB = h'$, diametrul mic $D_1 = D_n$ și diametrul mare D_1'. La ventilele cu cursa mică se poate aproxima această suprafață cu suprafața laterală a unui cilindru cu diametrul $D_m = \frac{D_1 + D_1'}{2}$ și înălțimea h'. Ecuația de continuitate pentru vîna de fluid este

$$\frac{\pi D_1^2}{4}\,v_n = \pi D_m h' v_n. \tag{14.5}$$

Scanned with OKEN Scanner

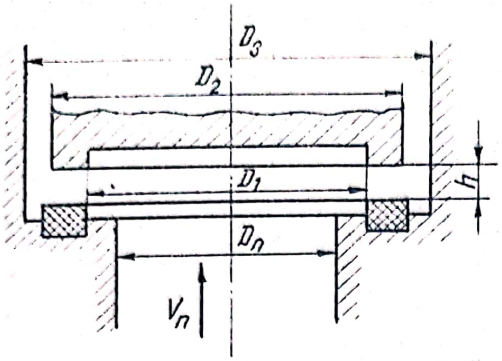


Fig. 14.13. Suprafață de etanșare plană. Dimensiuni.

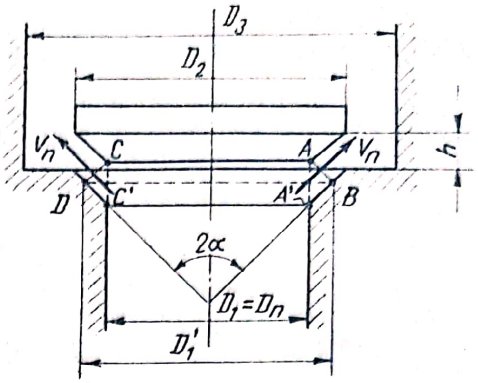


Fig. 14.14. Suprafață de etanșare conică. Dimensiuni.

Din figura 14.14 se observă că în triunghiul $A'AB$ există relația $AB = AA' \sin \alpha$, sau $h' = h \sin\alpha$. Pe această bază se obține

$$\frac{D_1^2}{2} = (D_1 + D_1')\, h \sin \alpha. \qquad (14.6)$$

Din figură se observă că $D_1' = D_1 + 2h\sin\alpha\cos\alpha$

Înlocuind în (14.6), rezultă $\frac{D_1^2}{2} = (D_1 + D_1 + 2h \sin\alpha \cos \alpha)h\sin\alpha$. Ordonînd în funcție de h și rezolvînd ecuația de gradul II se găsește

$$h_{1,2} = \frac{-D_1 \pm D_1\sqrt{1+\cos\alpha}}{\sin 2\alpha}. \qquad (14.7)$$

Pentru evitarea înțepenirilor se ia $\alpha > 20°$.

Diametrul camerei ventilului se determină tot pe baza condiției de continuitate (fig. 14.13):

$$\frac{\pi D_n^2}{4} v_n = \frac{\pi}{4}(D_3^2 - D_2^2)v_n; \qquad (14.8)$$

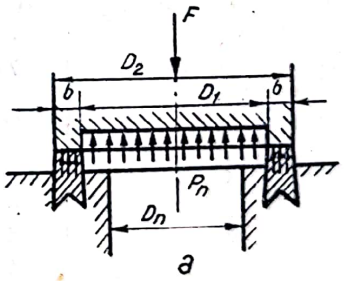
$$D_3 = \sqrt{D_n^2 + D_2^2}. \qquad (14.9)$$

Diametrul D_3 se majorează, pentru a ușura scurgerea (se ține seama de schimbarea direcției fluidului în secțiunile de trecere).

c. **Talerul**

Talerul este solicitat de următoarele forțe (fig. 14.15):

1) Apăsarea F_1 produsă de fluidul care are presiunea p_n.



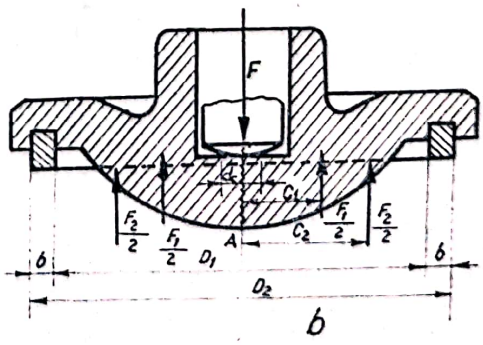


Fig. 14.15. Forțele care încarcă talerul.

În calcule se mărește diametrul D_1 al suprafeței active cu $\frac{2}{3}$ din lățimea b a inelului de etanșare, considerînd că presiunea fluidului nu se anulează la interiorul suprafeței de etanșare, ci scade treptat, anulîndu-se la o anumită adîncime de pe suprafața de etanșare:

$$F_1 = \frac{\pi (D_1 + 2/3\, b)^2}{4} p_n. \qquad (14.10)$$

2) Reacțiunea F_2 din scaun:

$$F_2 = \frac{\pi (D_2^2 - D_1^2)}{4} p_n = \pi D_m b p_e, \qquad (14.11)$$

unde: p_e este presiunea de contact pe suprafața de etanșare; D_2 — diametrul exterior al inelului de etanșare; D_m — diametrul mediu al inelului de etanșare.

Presiunea de etanșare necesară (p_e) pe inele de etanșare din fontă, alamă, bronz, este indicată în tabelul 14.6, iar pe inele de etanșare din oțel și aliaje dure, în tabelul 14.7 [5].

Tabelul 14.6

Presiuni de etanșare necesare la inele din fontă, alamă, bronz. [daN/cm²]

Presiunea fluidului p_n [daN/cm²] / Lățimea inelului de etanșare b [mm]	2,5	4	6	10	16	25	40	64	80	100	160
0,5	140	150	160	180	200	250	—	—	—	—	—
1	100	110	115	125	145	175	220	300	—	—	—
1,5	85	90	95	100	120	140	180	240	280	—	—
2	75	80	85	90	100	120	160	210	250	290	—
2,5	65	70	75	80	90	110	140	190	220	260	—
3	60	65	70	75	85	100	130	170	200	240	—
3,5	55	60	65	70	80	90	120	160	190	220	—
4	50	55	60	65	75	90	110	150	175	200	300
4,5	50	50	55	60	70	80	100	140	160	195	285
5	45	50	50	60	65	80	100	130	160	185	270
5,5	45	50	50	55	60	75	95	125	150	175	260
6	40	45	45	50	60	70	90	120	140	170	245
6,5	40	40	45	50	60	70	90	120	140	160	240
7	40	40	45	50	55	65	85	110	130	155	230
7,5	40	40	40	45	50	65	80	110	125	150	220
8	35	40	40	45	50	60	75	105	120	145	215
9	35	35	40	45	50	60	75	100	120	140	200
10	32	34	36	40	46	55	70	95	110	130	190
12	20	31	33	37	42	50	64	85	100	120	—
14	27	29	30	34	39	46	60	80	92	—	—
16	26	27	28	32	35	42	55	75	—	—	—
18	24	25	27	30	35	40	52	70	—	—	—
20—25	23	24	25	28	32	40	50	65	—	—	—

În calculul talerului se întîlnesc două cazuri:

I. Presiunea fluidului, p_n, se menține relativ constantă.

Scanned with OKEN Scanner

Tabelul 14.7

Presiuni de etanşare necesare la inele de etanşare din oţel şi aliaje dure [daN/cm²]

Lăţimea inelului de etanşare b[mm] \ Presiunea fluidului p_n[daN/cm²]	0	10	16	25	40	64	80	100	160	225	250	320	400
0,5	185	200	230	270	335	440	515	600	—	—	—	—	—
1	130	140	160	190	240	310	360	420	610	—	—	—	—
1,5	105	115	130	155	195	255	300	350	500	670	735	—	—
2	90	100	115	130	170	220	260	300	440	580	640	800	—
2,5	85	90	100	120	150	200	230	275	390	520	570	710	—
3	75	85	90	110	140	180	210	245	355	475	520	650	800
3,5	70	75	85	100	130	170	190	230	330	440	480	600	740
4	65	70	80	95	120	155	180	210	310	410	450	560	690
4,5	60	70	75	90	110	150	170	200	290	390	425	530	650
5	55	65	70	85	105	140	160	190	275	370	400	500	620
5,5	55	60	70	80	100	135	155	180	265	350	385	480	590
6	55	58	65	80	100	130	150	175	250	335	370	460	560
6,5	50	55	60	75	90	125	140	170	240	320	355	440	540
7	50	55	60	75	90	120	140	160	230	310	340	425	520
7,5	50	50	60	70	90	115	130	155	225	300	320	410	500
8	45	50	55	65	85	110	130	150	220	290	320	400	485
9	43	47	54	63	80	105	120	142	206	274	300	—	—
10	40	45	50	60	75	100	115	135	195	—	—	—	—
12	37	41	47	55	68	90	—	—	—	—	—	—	—
14	35	38	43	51	63	84	—	—	—	—	—	—	—
16	32	36	40	47	60	—	—	—	—	—	—	—	—
18	31	34	38	45	56	—	—	—	—	—	—	—	—
20—25	28	32	36	42	53	—	—	—	—	—	—	—	—

Se consideră că ruperea are loc după o secţiune diametrală $A-A$ şi că forţele $\frac{F_1}{2}$ şi $\frac{F_2}{2}$ acţionează concentrat asupra jumătăţilor de taler în centrele de greutate ale suprafeţelor respective (o suprafaţă semicirculară şi respectiv una semiinelară), la cotele C_1, respectiv C_2. Momentele încovoietoare în secţiunea $A-A$, date de forţele $\frac{F_1}{2}$ şi $\frac{F_2}{2}$ sînt respectiv :

$$M_{i1} = \frac{F_1}{2} C_1 = \frac{F_1}{2} \frac{2}{3} \frac{D_1 + \frac{2}{3} b}{\pi} = \frac{F_1}{3} \frac{D_1 + \frac{2}{3} b}{\pi};$$

$$M_{i2} = \frac{F_2}{2} C_2 = \frac{F_2}{2} \frac{D_1 + b}{\pi}. \qquad (14.12)$$

Deoarece diametrul d_c al suprafeţei de contact a tijei cu ventilul este mic, se neglijează momentele date de componentele $\frac{F}{2}$ din dreapta şi stînga secţiunii $A-A$.

Scanned with OKEN Scanner

Momentul încovoietor rezultant este

$$M_i = M_{i1} + M_{i2} = \frac{F_1}{3} \frac{D_1 + \frac{2}{3} b}{\pi} + \frac{F_2}{2} \frac{D_1 + b}{\pi}. \qquad (14.13)$$

Condiţia de verificare va fi

$$\sigma_i = K \frac{M_i}{W} \leqslant \sigma_{at}, \qquad (14.14)$$

unde coeficientul de corecţie K are valorile : $K = 1$ pentru oţel ; $K = 1{,}2$ pentru fontă.

II. Presiunea fluidului poate scădea la $p_n = 0$.

Pentru închiderea circulaţiei fluidului care are presiunea p_n, ventilul este strîns pe scaun cu o forţă $F = F_1 + F_2$. Dacă presiunea fluidului se anulează, atunci $F_1 = 0$ şi reacţiunea din scaun va echilibra întreaga forţă de strîngere ($F_2 = F$). Momentul încovoietor dat de componenta $\frac{F_2}{2} = \frac{F}{2}$ în secţiunea $A-A$ este

$$M_i' = \frac{F}{2} \frac{D_1 + b}{\pi}. \qquad (14.15)$$

Se observă de aici că momentul încovoietor în secţiunea $A - A$ este mai mare decît în cazul I. De aceea, la robinetele la care se pot produce întreruperi în circulaţia fluidului, verificarea se face cu momentul M_i'. Pentru verificarea secţiunii se scrie

$$\sigma_i' = K \frac{M_i'}{W} \leqslant \sigma_{at}. \qquad (14.16)$$

d. Tija ventilului

În cazul cel mai defavorabil, tija este solicitată de o forţă

$$F = F_1 + F_2$$

unde F_1 şi F_2 au semnificaţiile anterioare şi valorile conform relaţiilor (14.10) şi (14.11). Momentul de torsiune care trebuie aplicat la roata de manevră, necesar pentru rotirea tijei, este

$$M_t = M_1 + M_2 + M_3, \qquad (14.17)$$

unde : M_1 este momentul de înşurubare a tijei în piuliţă ; M_2 — momentul de frecare a tijei în cutia de etanşare ; M_3 — momentul de frecare dintre tijă şi taler, sau dintre taler şi scaun.

Scanned with OKEN Scanner

Momentul M_1 se determină cu relaţia cunoscută de la şuruburi:

$$M_1 = F \operatorname{tg}(\alpha + \varphi)\frac{d_2}{2}, \quad (14.18)$$

unde: d_2 este diametrul mediu al filetului; α — unghiul de înclinaţie a spirei; φ — unghiul de frecare între filetul tijei şi piuliţei. Se poate lua $\varphi = 6°$.

Momentul M_2 este dat de relaţia

$$M_2 = 0{,}4\,\pi\, d_t h p_c\, \mu_2 \frac{d_t}{2} = 0{,}63\mu_2 h d_t^2 p_c, \quad (14.19)$$

unde s-a admis că presiunea dintre garnitura de etanşare şi tijă este $0{,}4p_c$, p_c fiind presiunea exercitată de bucşa de strîngere asupra garniturilor. În relaţia (14.19) s-au notat: h — înălţimea porţiunii de etanşare; d_t — diametrul tijei; μ_2 — coeficientul de frecare dintre garnituri şi tijă. Frecvent $\mu_2 = 0{,}06 \ldots 0{,}1$. Presiunea p_c depinde de presiunea p_n a fluidului, conform tabelului 14.8.

Momentul M_3 depinde de modul de îmbinare a tijei cu talerul. Dacă talerul se roteşte liber faţă de tijă, atunci (fig. 14.16, *b*):

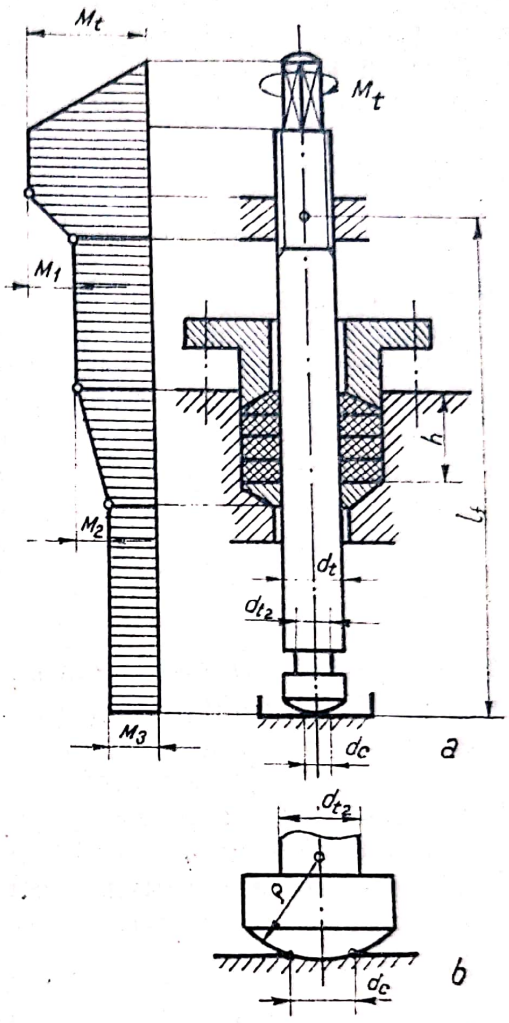


Fig. 14.16. Momentele care acţionează asupra tijei: *a* — diagrama momentelor; *b* — forma capătului tijei (detaliu).

$$M_3 = \frac{\mu_3}{3} F d_c, \quad (14.20)$$

Tabelul 14.8

Valorile presiunii exercitate asupra garniturilor

Presiunea nominală p_n(daN/cm²)	6	10	16	25	40	65	100
Presiunea de strîngere p_c(daN/cm²)	18	25	30	50	75	100	125

unde: μ_3 este coeficientul de frecare dintre tijă şi taler (se poate lua $\mu_3 = 0{,}15$); d_c — diametrul suprafeţei de contact dintre tijă şi taler:

$$d_c = 2{,}2\sqrt[3]{\frac{Fp}{E}}\ [\text{cm}], \quad (14.21)$$

Scanned with OKEN Scanner

unde : ρ este raza de curbură a capătului sferic al tijei [cm]; E — modulul de elasticitate al tijei şi talerului, considerate egale [daN/cm²].

Dacă talerul nu se poate roti liber faţă de tijă, frecarea se produce între taler şi scaun şi momentul de frecare este

$$M_3' = \frac{\mu_3}{3} F \frac{D_2^3 - D_1^3}{D_2^2 - D_1^2}, \tag{14.22}$$

unde : D_1 este diametrul interior al suprafeţei de contact dintre ventil şi scaun; D_2 — diametrul exterior al acestei suprafeţe (fig. 14.15, *a*)

Cunoscînd valorile momentelor M_1, M_2, M_3 (M_3'), se poate calcula momentul de torsiune total cu relaţia (14.17).

Dacă roata de manevră are diametrul D_r şi se acţionează asupra ei cu o forţă tangenţială F_t, se scrie

$$M_t = F_t \frac{D_r}{2}, \tag{14.23}$$

relaţie din care se poate deduce oricare din cele trei mărimi dacă se cunosc celelalte două. Pentru F_t se admit valori de la $F_t = 10$ daN, la $D_r = 100$ mm, pînă la $F_t = 50$ daN, la $D_r = 500$ mm.

De regulă tija se dimensionează la flambaj, folosind relaţiile din Rezistenţa materialelor şi se verifică la solicitarea compusă de torsiune-compresiune. La calculul la flambaj se ia un coeficient de siguranţă $c = 3{,}5 - 4{,}5$. Verificarea la solicitarea compusă se face cu relaţia

$$\sigma_{red} = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau_t^2} \leqslant \sigma_{ac}, \tag{14.24}$$

în care : $\sigma = \dfrac{F}{\frac{\pi}{4} d_1^2}$; $\tau_t = \dfrac{M_t}{\frac{\pi}{16} d_1^3}$,

d_1 fiind diametrul interior al filetului tijei.

Aceste relaţii se aplică analog şi pentru secţiunea de diametru d_{t2}.

Pătratul tijei, de latură a, pe care se calează roata de manevră, se calculează la torsiune :

$$\tau_t' = \frac{M_t}{W_p} \approx \frac{M_t}{\frac{2}{9} a^3} \leqslant \tau_a; \tag{14.25}$$

$\tau_a = (300 - 400)$ daN/cm², pentru tijă din OL STAS 500-68;
$\tau_a = (200 - 300)$ daN/cm² pentru tijă din alamă sau bronz.

e. Presetupa (presgarnitura)

Etanşările cu presetupe (presgarnituri) se utilizează atît în cazul cînd organele care se etanşează execută o mişcare de translaţie cît şi atunci cînd ele se rotesc relativ. Părţile componente ale unei presetupe

Scanned with OKEN Scanner

rezultă din figura 14.17. În cazul armăturilor, fluidul tinde să scape prin jocul dintre tijă și capac. Prin strîngerea piulițelor 7, bucșa 6 presează garnitura, care îmbracă tija, stabilindu-se între garnitură și tijă un contact intim. După o anumită durată de serviciu, s-ar putea ca etanșarea să nu mai fie asigurată din cauza uzării garniturilor, a atacării lor de către fluid, a uzării tijei etc. În acest caz etanșarea poate fi îmbunătățită prin strîngerea piulițelor 7.

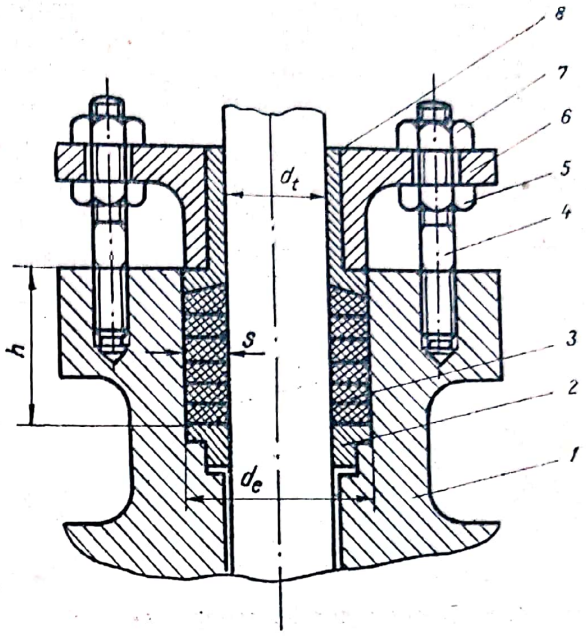


Fig. 14.17. Construcția presgarniturii : 1 — capacul armăturii ; 2 — inel de ghidare ; 3 — garnitură; 4 — prezon ; 5 — contrapiuliță ; 6 — bucșă de presiune; 7 — piuliță ; 8— inel de ghidare.

La calculul sistemelor de etanșare cu presetupă se admite că presiunea exercitată de garnitură asupra tijei este uniformă, materialul garniturii este omogen și garnitura ocupă întregul spațiu de etanșare. Pentru asigurarea etanșeității trebuie ca presiunea p, exercitată de garnitură asupra tijei, să fie cel puțin egală cu presiunea maximă de serviciu a fluidului. Pentru realizarea acestei presiuni, trebuie exercitată asupra garniturii o apăsare p_c, a cărei valoare depinde de presiunea fluidului p_n (tabelul 14.8). Calculul bucșei de presiune are la bază determinarea forței de strîngere F_c :

$$F_c = \frac{\pi (d_s^2 - d_t^2)}{4} p_c, \tag{14.26}$$

unde : d_s este diametrul locașului garniturii; d_t — diametrul tijei. Ruperea datorită încovoierii s-ar putea produce în secțiunile $A-A$ sau $B-B$ (fig. 14.18). De aceea verificarea se face în aceste secțiuni

$$\sigma_{iA} = \frac{F_c l_1}{2W_A} \leqslant \sigma_{ai} ; \tag{14.27}$$

$$\sigma_{iB} = \frac{F_c \frac{l}{2}}{2W_B} \leqslant \sigma_{ai}, \tag{14.28}$$

unde : l este distanța dintre axele șuruburilor; l_1 — brațul forței de strîngere corespunzătoare unui șurub; $W_{A,B}$ — modulele de rezistență ale celor două secțiuni ; σ_{ai} — rezistența admisibilă la încovoiere a materialului bucșei.

Șuruburile de strîngere sînt solicitate la tracțiune și torsiune :

$$\beta F_c = i_s \frac{\pi d_1^2}{4} \sigma_t, \tag{14.29}$$

Scanned with OKEN Scanner

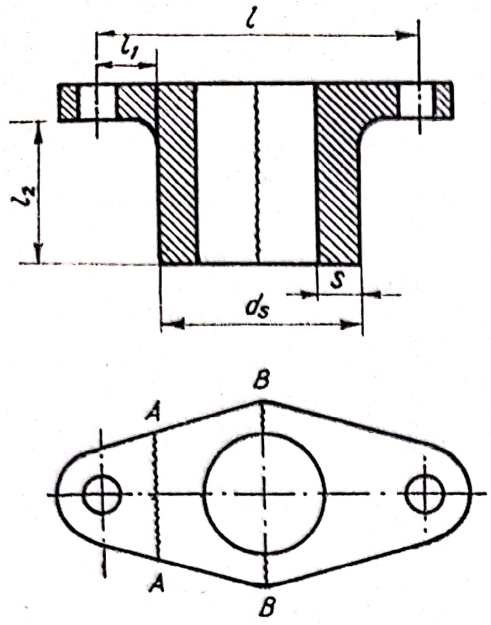


Fig. 14.18. Dimensiunile bucşei de presiune.

unde: i_s este numărul şuruburilor; d_1 — diametrul interior al şurubului; σ_t — efortul unitar de tracţiune din şurub; β — coeficientul care ţine seama de torsiune.

Relaţia permite dimensionarea sau verificarea şuruburilor. Celelalte dimensiuni ale presetupelor se determină cu relaţii practice, astfel:

— Grosimea garniturii: $s=(1{,}4...2)\sqrt{d_t}$;

— Înălţimea locaşului garniturii se alege astfel:

$h = (4\,..\,5)\,s$ — la robinetele de apă, pînă la 16 daN/cm²;

$h = (6\,..\,8)\,s$ — la robinetele pentru produse petroliere;

$h = (10\,..\,14)\,s$ — la robinetele pentru amestec lichid-gaz, la 700 ... 1000 daN/cm².

— Înălţimea porţiunii cilindrice a bucşei de presiune:

$$l_2 = (2...5)\ s.$$

Cînd presetupa este închisă, între flanşa bucşei de strîngere şi capacul armăturii trebuie să rămînă un joc de (0,5...1) s, cu scopul de a permite o strîngere suplimentară cînd etanşeitatea nu mai este corespunzătoare.

14.2.1.3. Elemente constructive asupra armăturilor cu ventil

O mare importanţă în ansamblul robinetului o are cuplul de închidere. Una din problemele legate de acest cuplu este problema montării inelului de etanşare în corpul robinetului. Pentru presiuni mici şi mijlocii ale fluidului se poate aplica presarea inelelor-bucşă cu sau fără guler în corpul robinetului (fig. 14.19, *a* şi *b*). La presiuni mari, inelul-bucşă se bordurează la partea inferioară (fig. 14.19, *c*). Inelele pot fi înşurubate în corp putînd fi uşor înlocuite în cazul uzurii sau gripării. Aceste inele pot fi cu guler (dacă se execută din materiale dure, fig. 14.19, *d*) sau fără guler (pentru materiale refractare, fig. 14.19, *e*). În figura 14.19, *f* se dă soluţia de fixare a inelelor de etanşare cu piuliţă îngropată. Inelele de etanşare se mai pot presa în canale în formă de coadă de rîndunică simple (fig. 14.19, *g*) sau duble (fig. 14.19, *h*) practicate în corpul robinetului. Dacă în fluid se găsesc impurităţi, inelul de etanşare se execută dintr-un material dur, iar pe ventil se montează o garnitură dintr-un material moale.

Ventilul trebuie să fie astfel asamblat cu tija încît să aibă o anumită mobilitate pentru a se autocentra pe scaun. Soluţiile alese depind de presiunea şi temperatura de lucru precum şi de diametrul nominal al conductei. În tabelul 14.9 se dau diferite soluţii de îmbinare a tijei cu talerul precum şi domeniile de utilizare [5].

Scanned with OKEN Scanner

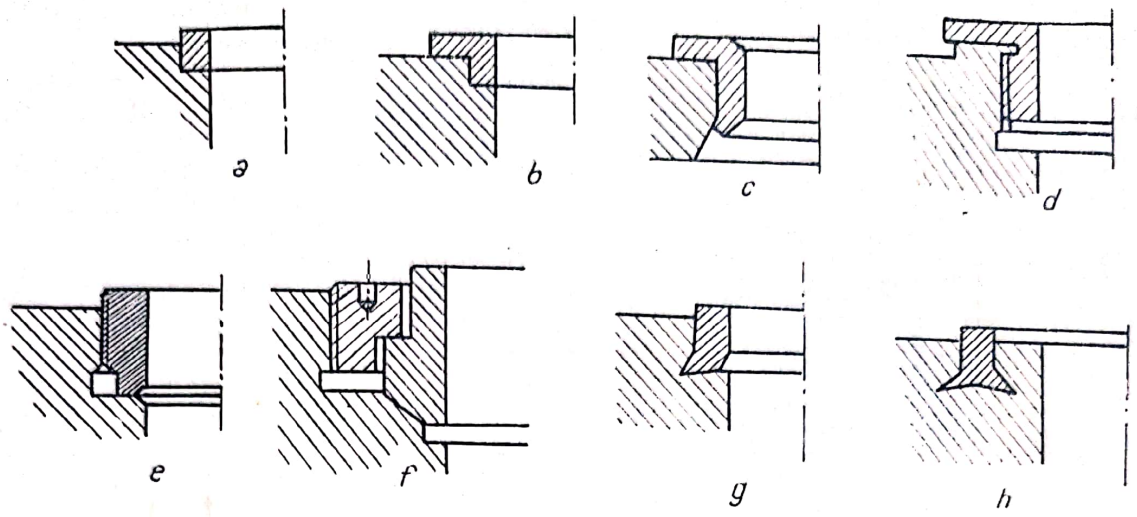
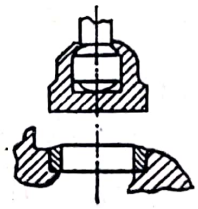
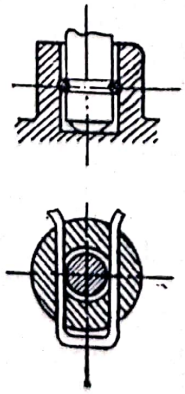


Fig. 14.19. Soluții pentru fixarea inelelor de etanșare : *a* — presat ; *b* — presat ; *c* — inel bordurat la partea inferioară ; *d* — înșurubat ; *e* — înșurubat ; *f* — cu piuliță îngropată ; *g* — cu coadă de rîndunică, simplu ; *h* — cu coadă de rîndunică, dublu.

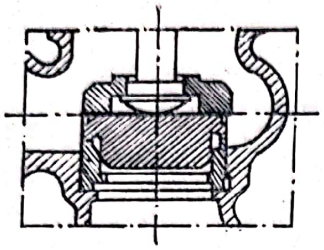
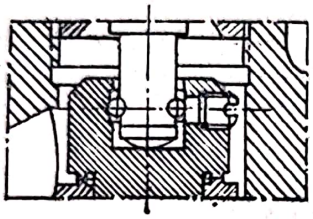
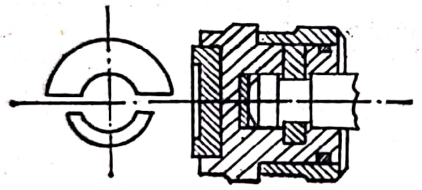
Tabelul 14.9

Soluții de îmbinare a tijei cu ventilul

Nr. crt.	Soluția de îmbinare	Organul care asigură îmbinarea	Domeniile de utilizare			Observații
			D_n [mm]	p_n [daN/cm²]	T [°C]	
1		Prin mandrinarea gulerului ventilului	Max. 50	Max. 16	Max. 225	
2		Agrafă de sîrmă	80	16	300	

Scanned with OKEN Scanner

Tabelul 14.9 (continuare)

Nr. crt.	Soluția de îmbinare	Organul care asigură îmbinarea	Domeniile de utilizare D_n [mm]	p_n [daN/cm²]	T [°C]	Observații
3		Disc de îmbinare sudat de ventil	150	16 13	120 300	
4		Cu bile	300 150	16 Oricare	300	
5		Cu semiinele de diametre diferite, asigurate prin bucșă	300 150 100	40 100 400	500 500 400	

Un rol important în buna funcționare a robinetului îl are presetupa. Calitatea etanșării nu depinde numai de forța de strîngere, ci este mult influențată de rugozitatea tijei. De aceea rugozitatea suprafeței tijei trebuie să se încadreze în limitele $Ra = 1{,}6 \ldots 0{,}8$. Pentru a evita uzarea tijei, apariția rizurilor sau griparea, tija este ghidată prin inele din materiale antifricțiune (fig. 14.17). Pentru protejarea presetupei, unele construcții mai au o porțiune de etanșare la partea inferioară a capacului, care lucrează cînd robinetul este complet deschis (fig. 14.12). De aceea, la aceste robinete se recomandă deschiderea lor completă în timpul funcționării.

În figura 14.20 se indică unele ajustaje între elementele robinetelor cu ventil [157].

14.2.2. Elemente asupra supapelor de siguranță

Supapele de siguranță sînt armături speciale și se utilizează cu scopul de a menține într-un circuit hidraulic o anumită presiune maximă, la care au fost calculate toate părțile componente ale sistemului hidraulic. Ele sînt închise permanent și se deschid cînd presiunea din sistem a crescut peste limita maximă admisă, lăsînd ca o parte din fluid să scape în mediul exterior (la cazanele cu aburi) sau să refuleze în rezervor (la instalațiile hidraulice). După modul de acționare a ventilului, supapele de siguranță pot fi cu arc (fig. 14.21) sau cu contragreutate (fig. 14.22). Supapele cu

Scanned with OKEN Scanner

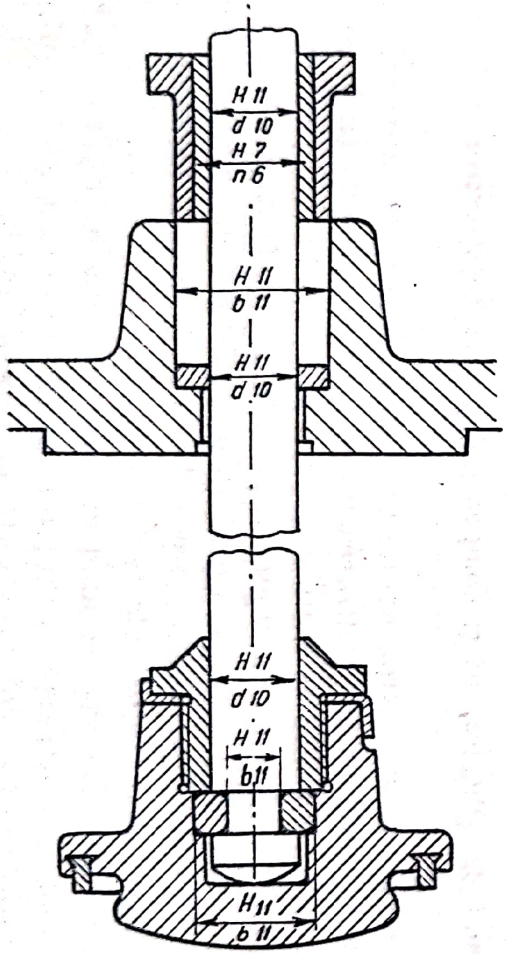


Fig. 14.20. Ajustaje de montaj.

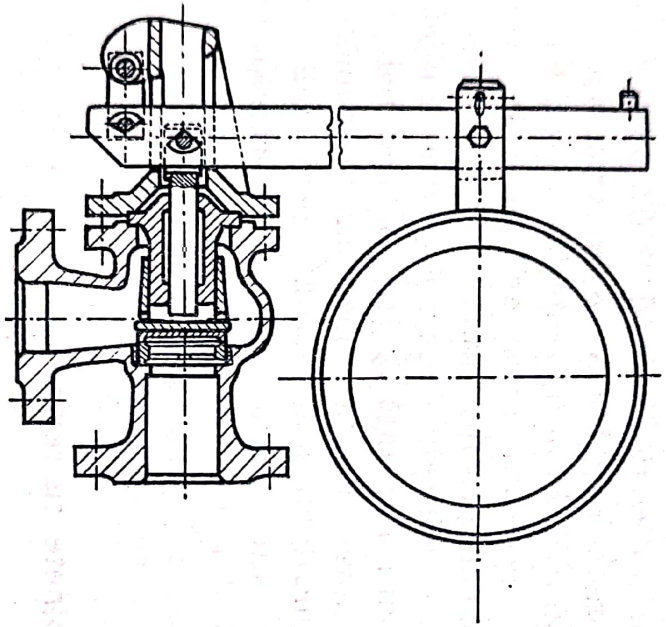


Fig. 14.21. Supapă de siguranță cu contragreutate.

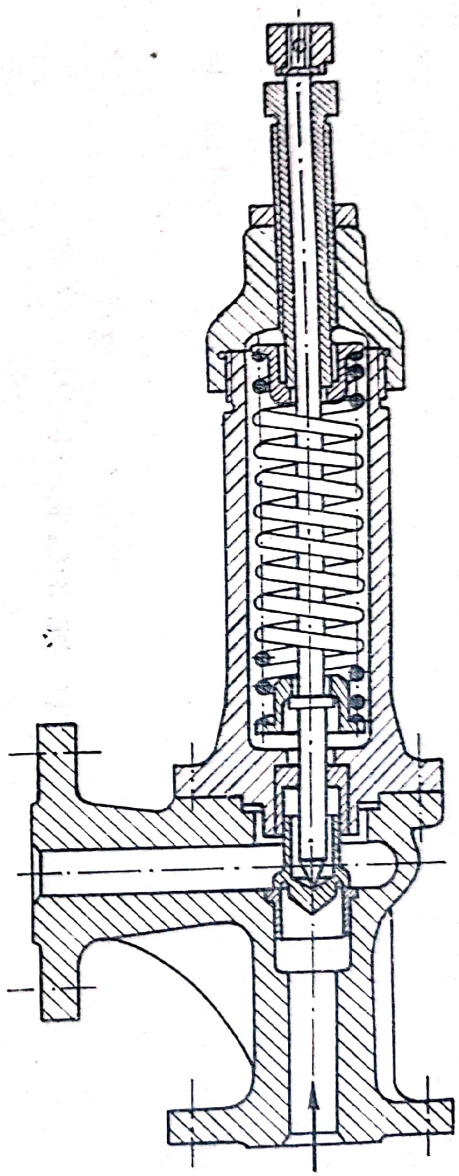


Fig. 14.22. Supapă de siguranță cu arc.

Scanned with OKEN Scanner

contragreutate se utilizează la instalaţiile stabile (de exemplu la generatoarele stabile de aburi) dacă în instalaţia respectivă nu se produc trepidaţii. Ele au avantajul că forţa de închidere nu depinde de cursa supapei. Supapele de siguranţă cu arc se utilizează la instalaţii mobile, unde pot apărea trepidaţii şi variaţii bruşte de presiune. Arcul şi contragreutatea se calculează ţinînd seama de forţa de apăsare necesară. Materialele utilizate pentru părţile componente se aleg după criteriile de la robinetele cu ventil.

14.3. ORGANELE DE ÎNCHIDERE CU SERTAR

Caracteristic organelor de închidere cu sertar este faptul că ele funcţionează prin deplasarea sertarului pe o direcţie perpendiculară pe direcţia de deplasare a fluidului. Faţă de organele de închidere cu ventil, acestea prezintă o serie de avantaje şi dezavantaje. Avantajele lor sînt : a) rezistenţă hidrodinamică mai mică ; b) forţa necesară manevrării sertarului este mai mică ; c) se pot utiliza pentru curgerea fluidului în ambele sensuri ; d) pentru acelaşi diametru nominal, au o lungime mai mică. Dezavantajele organelor de închidere cu sertar sînt : a) durată de serviciu mai redusă, datorită frecărilor pe suprafaţa de etanşare ; b) cursă mai mare ; c) numărul suprafeţelor de etanşare este de regulă dublu şi deci costul este mai ridicat ; d) prelucrarea suprafeţelor de etanşare este mai dificilă ; e) corespund mai puţin pentru laminarea fluidului.

14.3.1. Robinete cu sertar

Domenii de utilizare, părţi componente, tipuri constructive

Robinetele cu sertar sînt armături normale de închidere, la care organul de închidere este cu sertar. La utilizarea lor nu se impun restricţii în ceea ce priveşte fluidul. De aceea se utilizează la orice fluid în toate ramurile industriale : industria chimică, energetică, petrolieră etc. Deoarece etanşarea se face prin alunecarea a două suprafeţe una peste alta, se pot utiliza şi în cazul cînd în fluid se găsesc impurităţi în suspensie, deoarece ele sînt înlăturate prin deplasarea relativă a suprafeţelor.

Părţile componente ale unui robinet cu sertar rezultă din figura 14.23. Din punct de vedere constructiv, robinetele cu sertar se execută în multe variante, care reies din clasificarea dată în tabelul 14.10.

Scanned with OKEN Scanner

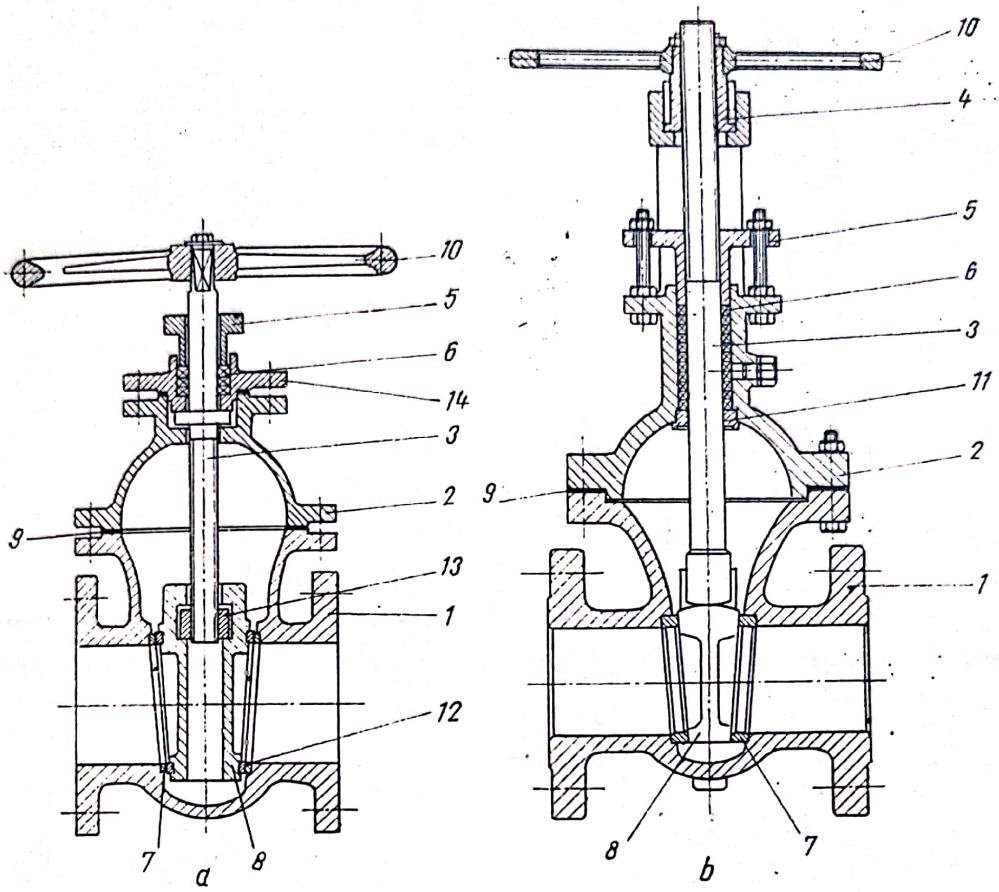


Fig. 14.23. Robinet cu sertar : *1* — corp ; *2* — capac ; *3* — tijă ; *4* — bucşă filetată de manevră; *5* — bucşă de presiune ; *6* — garnitura tijei; *7* — inel de etanşare (din corp) ; *8* — sertar ; *9* — garnitură de etanşare între corp şi capac ; *10* — roată de manevră ; *11* — bucşă de ghidare şi etanşare superioară ; *12* — inel de etanşare (din sertar) ; *13* — piuliţă de manevră ; *14* — cutia presgarniturii

Tabelul 14.10

Clasificarea robinetelor cu sertar

Criteriul de clasificare	Tipul robinetului
Materialul corpului	din fontă
	din oţel
Forma sertarului	cu sertar pană (fig. 14.23)
	cu sertar paralel (fig. 14.24)
Felul tijei	cu tijă ascendentă (fig. 14.24)
	cu tijă neascendentă (fig. 14.23)

Scanned with OKEN Scanner

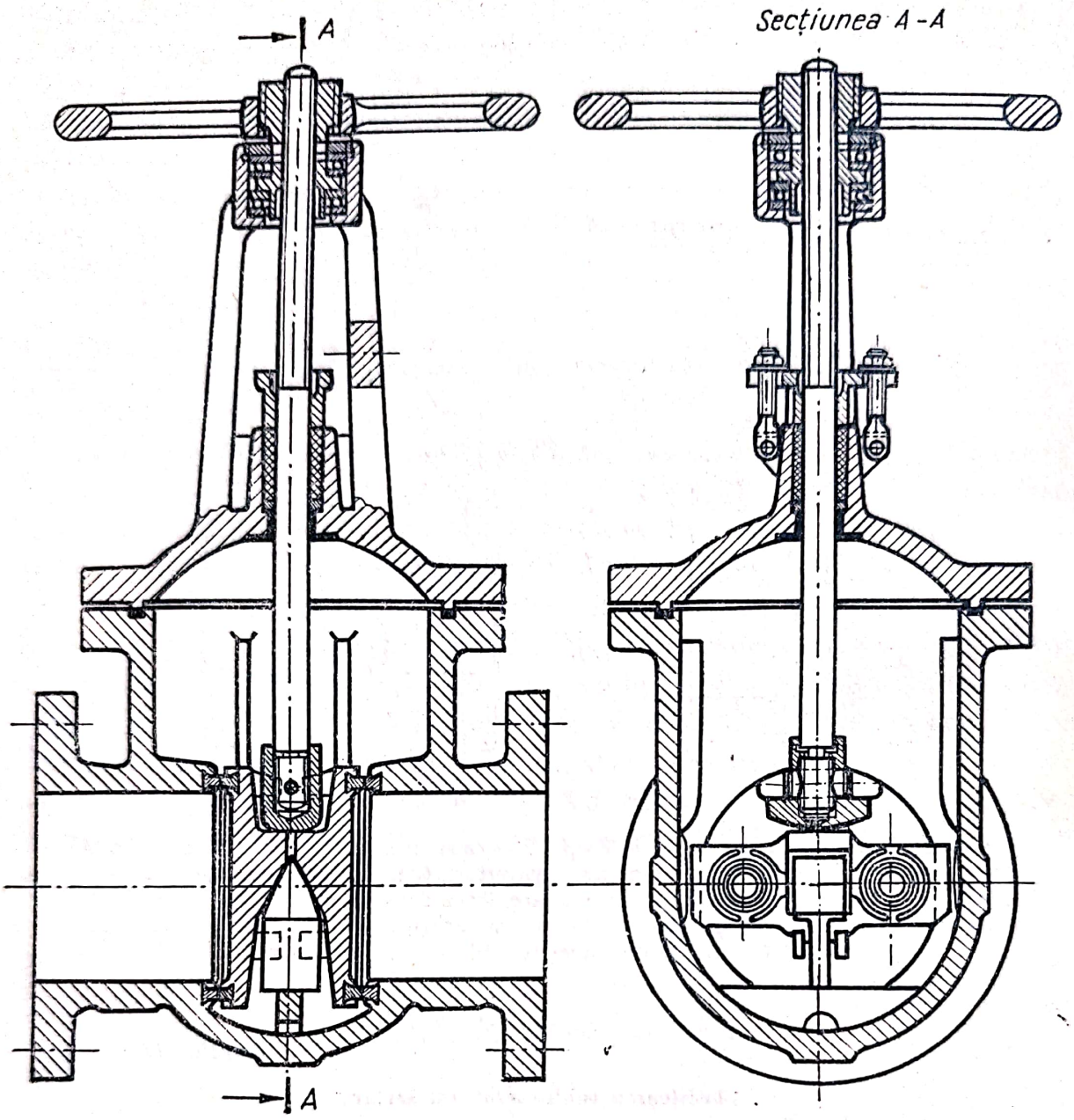


Fig. 14.24. Robinet cu sertar.

14.3.1.1. Materiale de execuție pentru părțile componente

Materialele indicate conform STAS 1180-74 sînt:

1) Materialele pentru corp, capac și sertar se dau în tabelul 14.3;

2) Materialele pentru inelele de etanșare și tijă se aleg după tabelul 14.11;

3) Materialele pentru piulița de manevră: Bz STAS 197-68, Bz Al STAS 203-68, Am STAS 95-67, oțel rezistent la coroziune;

4) Materialele pentru garnitura tijei și garnitura dintre corp și capac sînt identice cu cele de la robinetele cu ventil;

5) Materialele pentru roata de manevră: a) La robinete din fontă: Fc 200 STAS 568-75; Fm STAS 569-70; b) La robinete din oțel: OT 45 STAS 600—74.

Scanned with OKEN Scanner

Tabelul 14.11

Materiale utilizate la robinetele cu sertar

Temperatura de lucru °C	Materialul		
	Inel de etanşare	Tijă	Bucşă filetată de manevră
225	Oţel rezistent la coroziune Bz STAS 197-68 Bz STAS 93-71 Bz Al STAS 203-68 Bz Al STAS 198-67 Am STAS 95-67 Am STAS 199-65	OL 50 STAS 500/2-68 OLC 45 STAS 880-66 Am STAS 95-67	Bz STAS 197-68 Bz STAS 93-71 Bz Al STAS 203-68 Bz Al STAS 198-67 Am STAS 95-67 Am STAS 199-65
300	Oţel rezistent la coroziune şi refractar	OL 50 STAS 500/2-68 OLC 45 STAS 880-66	
400		20 C 130 STAS 3583-64	Bz Al STAS 203-68 Bz Al STAS 198-67
450	Oţel rezistent la coroziune şi refractar		
530	Aliaj dur	Oţel refractar cu 12% crom	
570	Aliaj dur		12 C 130 STAS 3583-64

OBSERVAŢIE : — Pînă la temperatura de 225 °C, cînd condiţiile de folosire permit, se pot fabrica robinete cu sertar din fontă fără inele de etanşare (în corp, în sertar sau atît în corp cît şi în sertar).

14.3.1.2. Elemente de calcul. Calculul sertarului pană

În figura 14.25, *a* este reprezentat un sertar pană monobloc, indicîndu-se şi forţele în echilibru. Se consideră diametrul nominal al robinetului D_n, lăţimea suprafeţei de contact b, presiunea nominală a fluidului p_n. Sertarul este apăsat cu o forţă Q. Forţele în echilibru la închiderea sertarului sînt următoarele :

1) apăsarea F exercitată de fluid în partea de intrare :

$$F = \frac{\pi}{4}\left(D_n + \frac{2}{3}b\right)^2 \cdot p_n, \qquad (14.30)$$

unde s-a mărit diametrul D_n cu $\frac{2}{3}b$, considerînd infiltrarea fluidului sub sertar datorită neetanşeităţii ;

2) reacţiunea N_1 a inelului de etanşare pe partea de intrare a fluidului,

$$N_1 = \frac{\pi(D_e^2 - D_n^2)}{4} p_{01}, \qquad (14.31)$$

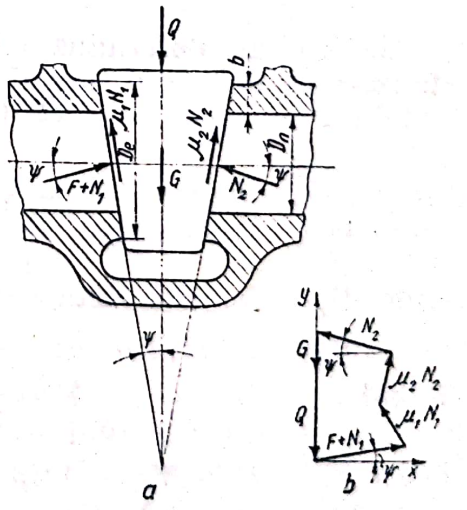


Fig. 14.25. Încărcarea sertarului pană : *a* — pe construcţia reală ; *b* — poligonul forţelor.

unde : D_e este diametrul exterior al inelului de etanşare ; p_{01} — presiunea pe suprafaţa de etanşare, pe partea de intrare a fluidului ;

3) reacţiunea N_2 a inelului de etanşare pe partea de ieşire a fluidului (rel. 14.36) ;

4) forţele de frecare μN_1 şi μN_2 ;

5) greutatea sertarului şi a pieselor asamblate cu acesta, G.

În figura 14.25, *b* s-a trasat poligonul acestor forţe. Echilibrul lor se exprimă făcînd egală cu zero suma proiecţiilor după axele OX şi OY. Proiectînd forţele după axa OX se obţine :

$$(F + N_1)\cos\psi - \mu N_1 \sin\psi - N_2\cos\psi + \mu N_2 \sin\psi = 0 ;$$

$$N_2 = \frac{F}{1 - \mu \operatorname{tg}\psi} + N_1. \qquad (14.32)$$

Deoarece $\mu = 0{,}15 \ldots 0{,}2$ şi ψ are valori mici ($2°52' \ldots 5°$), se poate neglija $\mu\operatorname{tg}\psi$. Rezultă

$$N_2 \approx F + N_1. \qquad (14.33)$$

Proiectînd forţele după axa OY, se obţine

$$Q + G = (F + N_1)\sin\psi + \mu N_1 \cos\psi + \mu N_2 \cos\psi + N_2 \sin\psi.$$

Înlocuind $N_2 \approx F + N_1$ se obţine

$$Q \approx F(2\sin\psi + \mu\cos\psi) + 2N_1(\sin\psi + \mu\cos\psi) - G. \qquad (14.34)$$

De regulă, $\psi = 2°52' \ldots 5°$ şi $\mu = 0{,}15 \ldots 0{,}2$.
Pentru $\mu = 0{,}15$ şi $\psi = 2°52'$, forţa de strîngere a sertarului este

$$Q \simeq 0{,}25F + 0{,}40N_1 - G. \qquad (14.35)$$

Mai trebuie determinată lăţimea de contact *b*. Dacă între inelele de etanşare de la ieşirea fluidului există o presiune p_{02}, forţa N_2 se exprimă astfel :

$$N_2 = \frac{\pi}{4}[(D_1 + 2b)^2 - D_1^2]\, p_{02}, \qquad (14.36)$$

unde $D_1 \approx D_n$ este diametrul interior al inelului de etanşare.

Rezultă

$$b = \frac{1}{2}\left[\sqrt{\frac{4N_2}{\pi p_{02}} + D_1^2} - D_1\right]. \qquad (14.37)$$

Dacă $N_2 = F + N_1$ se obţine

$$b = \frac{1}{2}\left[\sqrt{\frac{4(F + N_1)}{\pi p_{02}} + D_1^2} - D_1\right]. \qquad (14.38)$$

Scanned with OKEN Scanner

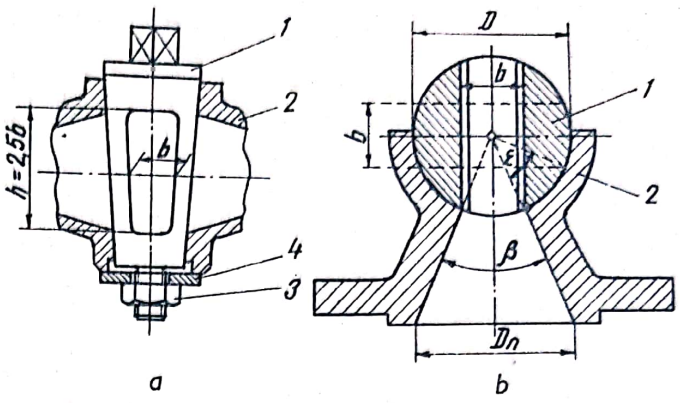


Fig. 14.26. Organ de închidere cu cep : *a* — construcţie; *1* — cep ; *2* — corp; *3* — piuliţă ; *4* — rondelă; *b* — dimensiuni : *1* — cep ; *2* — corp.

Se poate considera că $p_{01} = p_{02} = p_0$. Presiunile admisibile de contact (p_{0a}) dintre inelele de etanşare din sertar şi scaun au următoarele valori : $p_{0a} = 120—200$ daN/cm², pentru bronz ; $p_{0a} = 400—600$ daN/cm², pentru oţel inoxidabil ; $p_{0a} = 600$ daN/cm², pentru oţel nitrurat. În relaţiile de mai sus, reacţiunile N_1 şi N_2 se pot considera cunoscute (pe baza relaţiilor 14.31 şi 14.36, înlocuind p_{01} şi p_{02} cu presiunea admisibilă de contact).

14.4. ORGANELE DE ÎNCHIDERE CU CEP. ELEMENTE DE BAZĂ CARACTERISTICE ORGANELOR DE ÎNCHIDERE CU CEP

Organele de închidere cu cep au caracteristic faptul că funcţionează prin rotirea cepului în jurul axei sale. Un organ de închidere cu cep are compunerea din figura 14.26. Organele de închidere cu cep au o serie de avantaje şi dezavantaje faţă de celelalte tipuri de organe de închidere. Avantajele lor sînt : a) construcţie simplă ; b) siguranţă în exploatare ; c) întreţinere uşoară ; e) ocupă un spaţiu redus. Dezavantajele organelor de închidere cu cep sînt următoarele : a) suprafaţa de etanşare mare ; b) prelucrarea şi rodarea dificilă ; c) pentru etanşare necesită eforturi mari ; d) rezistenţă hidrodinamică relativ mare.

14.4.1. Robinete de închidere cu cep

Robinetele de închidere cu cep sînt armături normale şi au organul de închidere cu cep. Ele prezintă avantajele organelor de închidere cu cep, fapt pentru care sînt utilizate frecvent.

Elementele componente

Părţile componente ale unui robinet cu cep rezultă din figura 14.27.

La robinetele cu cutie de etanşare, apăsarea cepului pe suprafaţa de etanşare a corpului se realizează cu ajutorul presgarniturii. Prin strîngerea şuruburilor acesteia, efortul se transmite prin garnitura *2* la cepul *4*. În figura 14.28 se dă un robinet cu cep de strîngere (apăsarea pentru asigurarea etanşeităţii se realizează prin strîngerea piuliţei pe porţiunea filetată a cepului).

Scanned with OKEN Scanner

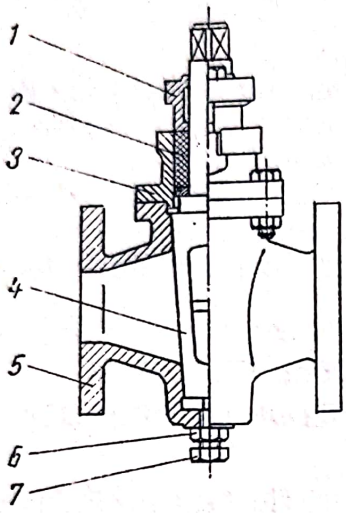


Fig. 14.27. Robinet cu cep : 1 — bucşă de presiune ; 2 — garnitură ; 3— cutie de etanşare ; 4 — cep ; 5 — corp ; 6 — contrapiuliţăi; 7 — şurub de descărcare a apăsării cepului de suprafaţa de etanşare.

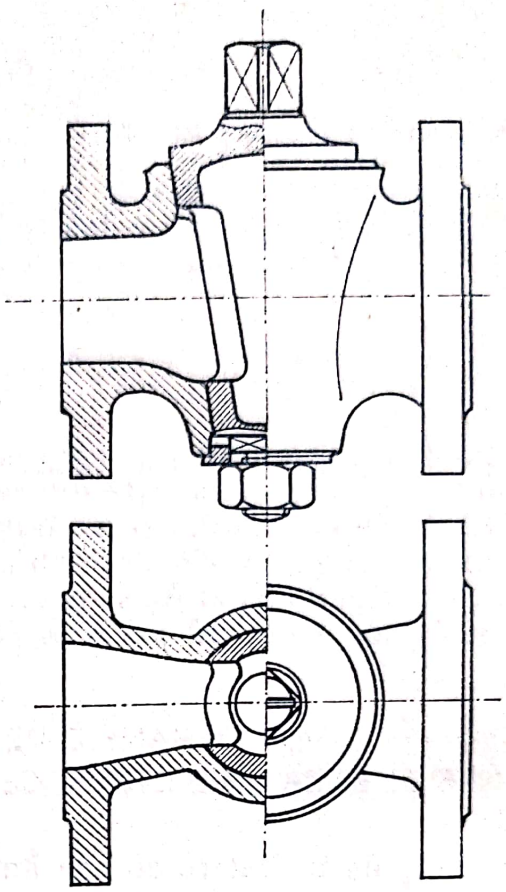


Fig. 14.28. Robinet cu cep.

14.4.1.1. Materiale

Materialele pentru organele componente ale robinetelor cu cep se dau în STAS 1601-68 :

1) Materialele pentru corp, capac, bucşă de presiune : Fc200 STAS 568-75, Fm STAS 569-70 ;

2) Materialele pentru cep : Fc 200, Bz 6 Zn T STAS 197-68, Am T 66 STAS 199-65, Am X TO STAS 199-65 ;

3) Garnitura de etanşare a presgarniturii : şnur de azbest STAS 7018-64 (impregnat), şnur de azbest grafitat ;

4) Piuliţa cepului : OL STAS 500-68, Bz 6 Zn T STAS 197-68, Am T 66 şi Am X TO STAS 199-65, Am 58 şi Am 60 STAS 95-67 ;

5) Şurub de depresare : OL STAS 500-68, Bz Al 9T STAS 198-67 ;

6) Contrapiuliţă : Am 58 şi Am 60 STAS 95-67.

Scanned with OKEN Scanner

În cep este practicat un orificiu de lățime medie b și înălțime h. Din condiția ca viteza fluidului să se mențină constantă în conducta de diametru nominal D_n și în secțiunea de trecere a robinetului se poate determina lățimea orificiului:

$$\frac{\pi D_n^2}{4} v = bhv. \tag{14.39}$$

Înălțimea h se ia de obicei: $h = 2{,}5\ b$. Din relația (14.39) se poate scrie în acest caz:

$$b = 0{,}56\ D_n. \tag{14.40}$$

Conicitatea cepului se ia 1 : 6. Diametrul mediu D al cepului se ia în general egal cu diametrul nominal D_n (fig. 14.26, *b*). În acest caz unghiul $\beta = 68°$ (unghi de convergență a fluxului de fluid) și unghiul de etanșare $\varepsilon = 22°$ (unghi considerat de la centru, la extremitatea orificiului cepului, în poziția închisă). Pentru acoperirea mai bună a feței de etanșare ($\varepsilon > 22°$) se va lua $D > D_n$.

Elemente de calcul asupra robinetelor de închidere cu cep (forța axială care trebuie să acționeze asupra cepului, precum și momentul de torsiune necesar rotirii cepului) se dau în [37].

14.5. ORGANELE DE ÎNCHIDERE CU VALVĂ. ELEMENTE COMPONENTE. TIPURI CONSTRUCTIVE

Organele de închidere cu valvă sînt organe de închidere care funcționează prin rotirea elementului mobil (valva) în jurul unui ax. Părțile componente ale unui organ de închidere cu valvă rezultă din figura 14.29. De regulă, brațul de prindere se articulează cu valva pentru a permite autocentrarea ei la închidere. Există și construcții la care valva face corp comun cu brațul de prindere. Aceste robinete asigură curgerea fluidului într-un sens. La schimbarea sensului de curgere a fluidului clapeta (valva) se închide. După poziția axului de articulație, se întîlnesc două tipuri constructive de organe de închidere cu valvă: a) Cu valvă de rotație, cînd axul este montat în centrul valvei sau în apropierea lui (fig. 14.30); b) Cu valvă de revoluție, cînd axul este montat în afara valvei (fig. 14.29). Aceasta asigură o etanșare mai bună și deschide complet secțiunea de trecere a fluidului. Organele de închidere cu valvă au o serie de avantaje și dezavantaje față de alte tipuri de organe de închidere. Avantajele lor sînt: a) rezistența hidrodinamică mai redusă ca la cele cu ventil; b) construcția simplă; c) sensibilitatea mare la variațiile de presiune; d) greutate

Scanned with OKEN Scanner

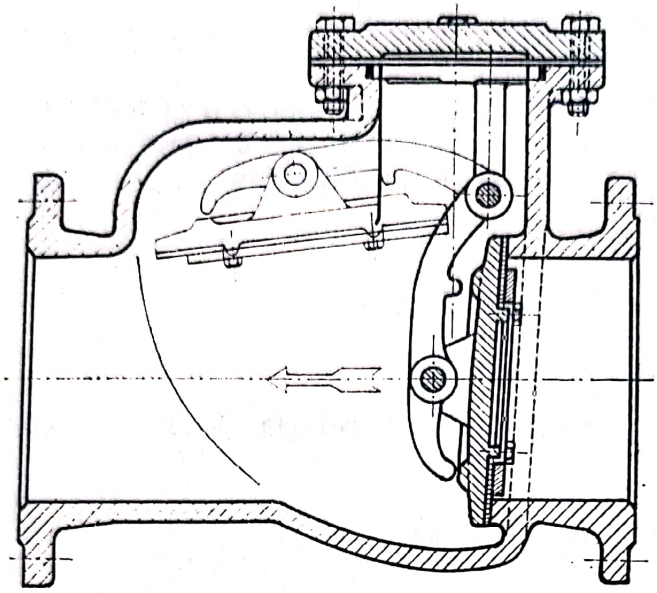


Fig. 14.29. Organ de închidere cu valvă.

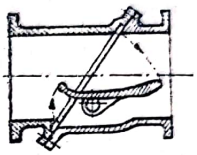


Fig. 14.30. Organ de închidere cu clapetă-fluture.

redusă. Dezavantajul lor este dificultatea asigurării etanşeităţii la presiuni mici. Organele de închidere cu valvă se utilizează individual sau integrate în armături.

Elemente de calcul (calculul momentului de torsiune necesar pentru acţionarea valvei, la construcţiile cu valvă acţionată din exterior) se dau în [37].

Scanned with OKEN Scanner

15.

ELEMENTE DE FIABILITATE

15.1. GENERALITĂȚI. DEFINIȚII. CLASIFICĂRI

Fiabilitatea este proprietatea unui produs exprimată prin probabilitatea ca acesta să îndeplinească fără întreruperi în funcționare o funcție impusă, în condiții prescrise, în cursul unei perioade de timp date.

Măsurarea fiabilității unui produs înseamnă determinarea frecvenței cu care se produc defectările. Dacă, de pildă, nu se produc defectări, fiabilitatea este 100%. Dacă frecvența defectărilor este ridicată, produsul nu este fiabil.

Prin defectare se înțelege pierderea aptitudinii unui produs de a-și îndeplini funcțiunea cerută în condiții date. În unele cazuri, în loc de defectare se poate utiliza termenul „deteriorare".

Defectările se pot clasifica după diferite criterii:

a. **După posibilitatea prevederii apariției defectării:**

1) defectare bruscă (imprevizibilă), care nu poate fi prevăzută în urma verificării anterioare a caracteristicilor, deoarece modificările acestora decurg foarte rapid;

2) defectare progresivă, care poate fi prevăzută, deoarece modificările caracteristicilor decurg lent, fiind legate de uzura pieselor, îmbătrînirea materialelor, dereglări.

b. **După gradul în care dispare funcția impusă dispozitivului (prin „dispozitiv" se înțelege un sistem sau un element al unui sistem):**

1) defectare parțială; rezultă din modificarea valorii reale a unuia sau mai multor parametri dincolo de limitele date de criteriile de defectare, care nu conduc la dispariția totală a funcției cerute;

2) defectare totală, prin care se ajunge la dispariția totală a funcției cerute.

c. **După interdependența cu alte dispozitive:**

1) defectare independentă — care apare fără a fi cauzată sau fără a cauza defectarea altor elemente cu care interacționează în cadrul aceluiași sistem;

Scanned with OKEN Scanner

2) defectare dependentă — care este cauzată de defectarea altui element, de care acesta este legat din punct de vedere funcţional.

d. După momentul în care se produce:

1) defectare primară — care atrage după sine alte defectări;

2) defectare secundară — care este provocată de defectarea altui element (sau a altui produs).

Defectările mai pot fi, însă, încadrate în trei mari categorii:

a) defectări timpurii — datorate unor greşeli de proiectare, de fabricaţie (incluzînd aici şi controlul tehnic necorespunzător), de utilizare;

b) defectări cauzate de uzura elementelor — se pot preveni prin înlocuirea organelor supuse uzurii, la anumite intervale. Organele greu accesibile se proiectează cu o durată de viaţă mai mare decît a ansamblului din care face parte (durata de viaţă este intervalul de timp de la realizarea dispozitivului, pînă la uzura sa totală);

c) defectări pur „accidentale" — care au un caracter aleatoriu.

Se mai definesc următorii termeni: a) intensitatea de defectare (rata defectării) ca numărul de defectări în unitatea de timp; b) media timpului de bună funcţionare (MTBF) — timpul mediu între două defectări succesive (este inversul intensităţii de defectare în cazul constanţei acesteia).

În figura 15.1 este prezentată o diagramă tipică, ce exprimă rata defectărilor (căderilor) în funcţie de timp. Se constată rata mare a defectărilor în perioada căderilor timpurii. La baza trasării diagramei din figura 15.1 a stat tabelul 15. 1 [60] cu date privitoare la un echipament electronic. Numerele din tabel reprezintă numărul de ore de funcţionare după care se constată căderea (defectarea).

Preocupările deosebite pe plan mondial în domeniul fiabilităţii sînt justificate, în principal, de trei considerente:

a) Importanţa primordială a bunei funcţionări a anumitor elemente sau sisteme (de exemplu, marile reţele de distribuire a energiei). Aceste

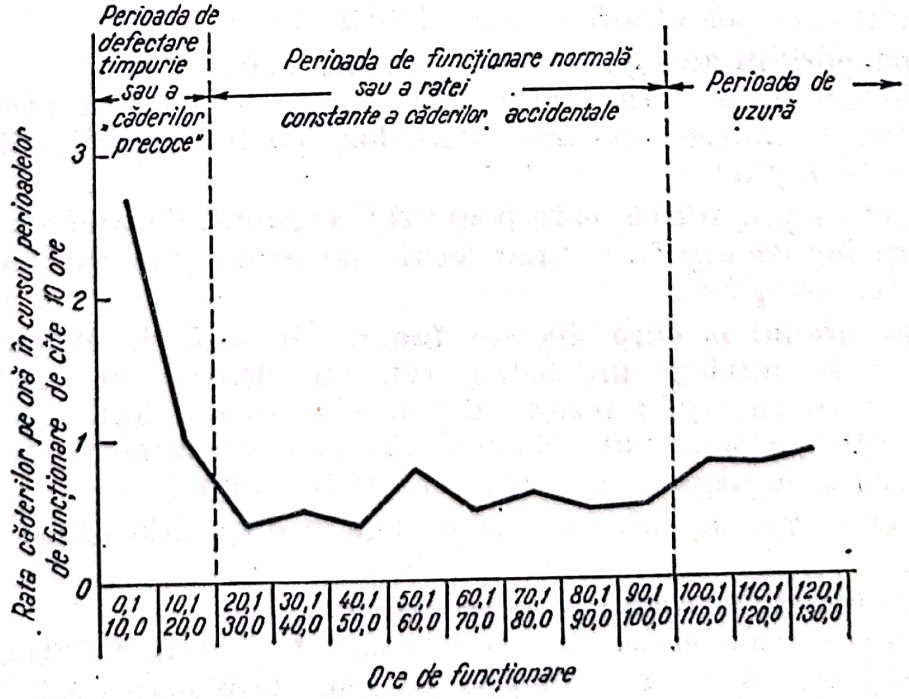


Fig. 15.1. Rata defectărilor în funcţie de timp.

Scanned with OKEN Scanner

Tabelul 15.1

Momentul manifestării defectărilor [ore de funcţionare]

Perioada căderilor precoce			Perioada ratei constante a defectelor			Perioada de îmbătrînire (uzură)	
1	4,8	10,4	28,1	51,2	75,1	100,8	118,3
1,2	5,2	11,9	28,2	52,0	75,6	102,6	119,7
1,3	5,4	13,8	29,0	53,3	78,4	103,2	120,6
2,0	5,9	14,4	29,9	54,2	79,2	104,0	121,0
2,4	6,4	15,6	30,6	55,6	84,1	104,3	122,9
2,9	6,8	16,2	32,4	56,4	86,0	105,0	123,3
3,0	6,9	17,0	33,0	58,3	87,9	105,8	124,5
3,1	7,2	17,5	35,3	60,2	88,4	106,5	125,8
3,3	7,9	19,2	36,1	63,7	89,9	110,7	126,6
3,5	8,3		40,1	64,6	90,8	112,6	127,7
3,8	8,7		42,8	65,3	91,1	113,5	128,4
4,3	9,2		43,7	66,2	91,5	114,2	129,2
4,6	9,8		44,5	70,1	92,1	115,1	
4,7	10,2		50,4	71,0	97,9	117,4	

sisteme devin tot mai complexe şi, în multe situaţii, deteriorarea lor conduce la pierderea de vieţi omeneşti (de exemplu, în aviaţie) sau la perturbări considerabile în economie.

b) Cheltuielile considerabile necesitate de întreţinerea utilajelor sau de înlocuirea pieselor defectate. În cazul în care fiabilitatea este scăzută, trebuie să se ţină seama de cheltuielile necesitate de : alcătuirea unui stoc de piese de rezervă ; realizarea de subansamble sau ansamble de rezervă, montate în paralel cu cele care funcţionează pentru a le înlocui în caz de defectare (procedeu numit redondanţă pasivă) ; mîna de lucru necesară pentru operaţii de remediere sau de înlocuire ; defectările secundare care apar.

c) Progresul foarte rapid al tehnicii nu poate permite conceperea unor noi utilaje, instalaţii etc., numai pe baza învăţămintelor oferite de defectările modelelor precedente (metodă intuitivă şi de aproximări succesive), exclusiv pe baza unei practici îndelungate. Pentru a menţine competitivitatea produselor, este necesar să se apeleze în activitatea inginerească la metodele din fiabilitate.

Pentru a se aprecia fiabilitatea unui produs, este necesar să se stabilească criteriile de fiabilitate ale acestuia. În termenii cei mai simpli, criteriile de fiabilitate sînt : a) performanţele satisfăcătoare, fără defectări în timpul utilizării ; b) capacitatea de a le realiza la momentul dorit. Fiabilitatea unui ansamblu depinde de fiabilitatea elementelor sale componente.

15.2. ANALIZA CAUZELOR ŞI URMĂRILOR DEFECTĂRILOR

Această analiză se face în vederea definitivării unui proiect şi urmăreşte stabilirea cauzelor care ar putea provoca defectări ale produsului, precum şi efectul defectărilor. Legat de acestea se analizează măsurile luate în cadrul proiectului pentru eliminarea defectărilor sau reducerea probabilităţii de apariţie a lor. Această analiză cuprinde [60] : a) denumirea

Scanned with OKEN Scanner

Tabelul 15.2

Analiza cauzelor şi urmărilor defectărilor

Componenta (piesa nr.)	Defectul posibil	Cauza defectării (mecanismul defectării)	P	D	G	Efectul defectării asupra sistemului	Cum se poate elimina sau reduce defectul defectării
Pinion, butuc Piesa nr.	Strierea flancurilor dinţilor	Uzură, spargerea casetei	2	3	5	Nu va transmite puterea	Prin tratarea termică a dinţilor
Disc Piesa nr.	Deformare	Piesa nu este plană	3	2	4	Ambreiajul patinează	Prin asigurarea planeităţii
		Încălzire excesivă, patinare	1	2	4	Ambreiajul patinează	Mărirea forţei de cuplare
	Uzură sau murdărire	Lipsă de lubrifiant	1	2	4	Ambreiajul patinează	Mărirea cantităţii de lubrifiant
Arc Piesa nr.	Rupere	Oboseală	1	2	3	Nu se poate realiza separarea discurilor	Reproiectarea pentru asigurarea unei solicitări mai reduse
		Montaj necorespunzător	1	2	3	Nu se poate realiza separarea discurilor	Emiterea de instrucţiuni de asamblare

P — probabilitatea de apariţie; D — probabilitatea avarierii componentelor învecinate; G — gravitatea defectării sistemului; 1 = foarte redusă sau nulă (< 10 %); 2 = redusă sau minoră (cca 30 %); 3 = mijlocie sau semnificativă (50 %); 4 = mare (70 %); 5 = = foarte mare sau catastrofală (≥ 90 %).

Scanned with OKEN Scanner

elementului component; b) mecanismul (cauza) defectării; c) modul de manifestare a defectării; d) mijloacele prin care se manifestă sau se identifică o defectare; e) probabilitatea de producere a defectării; f) efectul imediat al defectării componentei; g) efectul final al defectării componentei asupra funcţionării sistemului; h) efectul asupra productivităţii — dacă sistemul trebuie oprit şi reparat imediat sau poate fi reparat ulterior, în timpul unei perioade de întrerupere a ciclului de producţie; i) elementele componente ce urmează a fi îndepărtate pentru a avea acces la elementul component defectat; j) sculele speciale (altele decît cele disponibile în mod obişnuit) necesare pentru repararea sau înlocuirea componentei defectate; k) timpul estimat pentru reparaţie; l) observaţii şi (sau) recomandări:

— recomandări de modificare a proiectului;

— condiţiile ce urmează a se prevedea în caietele de sarcini pentru a se minimaliza probabilitatea de producere a defectărilor;

— instrucţiunile de control, întreţinere, funcţionare, pentru a se reduce probabilitatea apariţiei defectelor. În tabelul 15.2 [60] este prezentat un exemplu de analiză.

15.3. LEGEA EXPONENŢIALĂ A DEFECTĂRILOR ACCIDENTALE (FORMULA EXPONENŢIALĂ A FIABILITĂŢII)

În afara termenilor definiţi anterior, se cere a fi definit aici timpul de bună funcţionare (TBF). Acesta este intervalul de timp între două defectări succesive în care produsul funcţionează conform specificaţiilor.

În figura 15.1 se observă că în perioada funcţionării normale a produsului, intensitatea (rata) defectărilor se menţine aproximativ constantă (numărul de defectări este acelaşi, pentru o perioadă de funcţionare de aceeaşi durată). Constanţa ratei defectărilor, folosită ca ipoteză de lucru în fiabilitate, nu este întotdeauna o realitate, dar trebuie să se tindă spre ea. Există posibilităţi practice de a asigura o constanţă a acesteia, de exemplu, prin stabilirea perioadelor de rodaj, a perioadelor de înlocuiri ale pieselor şi ale ansamblelor.

Luînd în considerare datele din tabelul 15.1, se calculează timpii de bună funcţionare în perioada ratei constante a defectelor şi se reprezintă distribuţiile de frecvenţă ale lor (fig. 15.2). Se constată existenţa unei distribuţii exponenţiale. Se reţine de aici concluzia că în cazul unei intensităţi (rate) constante a defectărilor, distribuţia TBF este exponenţială. Relaţia exponenţială a fiabilităţii F (se mai utilizează notaţiile P_s sau R) este

$$F = e^{-\frac{t}{\mu}} = e^{-t\lambda}, \qquad (15.1)$$

unde F este fiabilitatea (probabilitatea de bună funcţionare pe o perioadă de timp egală sau mai mare cu t); t este o perioadă specificată de funcţionare bună; μ — media timpilor de bună funcţionare (media distribuţiei timpilor de bună funcţionare); λ — rata defectelor (inversul lui μ; $\mu = \frac{1}{\lambda}$ — numai la rate constante ale defectărilor). Parametrul λ determină complet fiabilitatea unui produs.

Scanned with OKEN Scanner

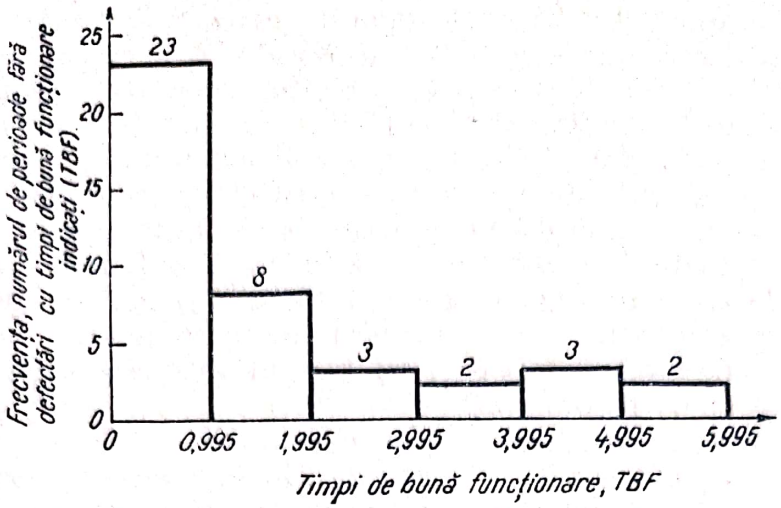


Fig. 15.2. Distribuția de frecvență a timpilor de bună funcționare.

Exemplu de aplicare a relației (15.1) : un organ are o viață utilă (viața utilă este perioada din viața unui element, în care intensitatea de defectare este aproximativ constantă) de 1000 ore și o intensitate de defectare $\lambda = 0{,}0001$ pe oră. Se cere fiabilitatea pentru fiecare interval de 10 ore din viața utilă a sa. Rezultă

$$F = e^{-\lambda t} = e^{-0{,}0001 \cdot 10} = e^{-0{,}001} = 0{,}999\,; \; F = 99{,}9\,\%.$$

Pentru intervale de cîte 100 ore, fiabilitatea va fi

$$F = e^{-0{,}0001 \cdot 100} = e^{-0{,}01} = 0{,}99\,; \; F = 99\,\%.$$

15.4. RELAȚIA DINTRE FIABILITATEA SISTEMULUI ȘI FIABILITATEA ELEMENTELOR COMPONENTE

Fiabilitatea unui sistem (de exemplu, al unui organ complex, al unui subansamblu sau ansamblu) se exprimă în funcție de cea a elementelor componente, ținînd seama de modul de legare a elementelor (din punctul de vedere al fiabilității) sistemului.

a) *Montarea în serie.* În acest caz defectarea unui element are drept consecință defectarea sistemului. Dacă fiabilitățile elementelor sînt independente între ele, atunci fiabilitatea sistemului este

$$F = F_1 F_2 \ldots F_n, \tag{15.2}$$

unde F_i este fiabilitatea unui element i ($i = 1 \ldots n$).

Această dependență impune măsuri de ordin practic și anume : folosirea elementelor standardizate, a căror fiabilitate a fost demonstrată în condiții de exploatare ; stabilirea termenelor de înlocuire a elementelor nefiabile (pentru a preveni defectarea lor, cu consecințe pentru întregul ansamblu) ; inițierea unui program de cercetări, pentru mărirea fiabilității elementelor nefiabile.

b) *Montarea în paralel.* În acest caz, toate elementele componente trebuie să se defecteze pentru a surveni defectarea (căderea) sistemului (ansamblului). În acest caz :

$$F = 1 - (1 - F_1)(1 - F_2) \ldots (1 - F_n). \tag{15.3}$$

Scanned with OKEN Scanner

Din relaţia (15.3) rezultă că fiabilitatea sistemului este mai mare decît cea a elementului cu fiabilitatea cea mai mare.

Reluînd montarea în serie (rel. 15.2) şi ţinînd seama de relaţia (15.1) se poate exprima fiabilitatea sistemului astfel :

$$F = e^{-t_1\lambda_1} e^{-t_2\lambda_2} \dots e^{-t_n\lambda_n}. \tag{15.4}$$

Dacă timpul este acelaşi pentru toate elementele (aceasta este o situaţie reală), t, atunci

$$F = e^{-t\sum_{i=1}^{n}\lambda_i}. \tag{15.5}$$

Exemplu de calcul

În tabelul 15.3 sînt prezentate informaţii de fiabilitate referitoare la sistemul de transmisie al unui tractor [60]. Ansamblul s-a împărţit în cinci subansamble. Toate elementele componente (organele) şi subansamblele se consideră montate în serie (deoarece dacă un element se defectează, atunci întreaga transmisie nu va mai funcţiona). Intensitatea (rata) reală a defectărilor pentru un element se determină înmulţind intensitatea de bază cu coeficienţii K_A şi K_{Op}, care ţin seama de condiţiile

Tabelul 15.3

Informaţii de fiabilitate pentru sistemul de transmisie al unui tractor

Elementul component (organul)	Cantitatea (bucăţi)	Intensitatea (rata) de bază a defectărilor	K_A	K_{op}
Arborele principal (5000 ore)				
Lagăre asamblate	2	0,0000015	2,0	1,17
Lagăr cu capac	1	0,0000008	1,8	1,17
Garnitura inelară de etanşare	1	0,00000068	1,4	1
Pene	1	0,0000005	1,1	1
Distanţier	1	0,0000002	1,0	1
Arbore principal	1	0,0000005	1,8	1
Prima transmisie (750 ore)				
Roata dinţată de pe arborele principal	1	0,000038	2,1	1
Roata dinţată de pe axul pinionului	1	0,000017	1,5	1
Flanşă	1	0,0000014	1,1	1
Ambreiaj	1	0,000002	1,1	1
A doua transmisie (1 750 ore)				
Roata dinţată de pe arborele principal	1	0,000008	1,9	1
Roata dinţată de pe axul pinionului	1	0,000007	1,8	1
Flanşă	1	0,0000062	1,4	1
Ambreiaj	1	0,000005	1,3	1
A treia transmisie (2 500 ore)				
Roata dinţată de pe arborele principal	1	0,000007	1,7	1
Roata dinţată de pe axul pinionului	1	0,000008	1,5	1
Flanşă	1	0,0000062	1,4	1
Ambreiaj	1	0,000005	1,4	1
Axul pinionului (5 000 ore)				
Cuzineţi	1	0,0000003	1,3	1
Pinionul lagărului frontal	1	0,000002	1,7	1,17
Pinionul lagărului din spate	1	0,000001	1,5	1,17
Şaibe	1	0,0000005	1,1	1
Axul pinionului	1	0,000007	3,1	1

Scanned with OKEN Scanner

de solicitare şi de influenţa mediului în care funcţionează elementul component (organul). În paranteze se indică timpul de funcţionare al fiecărui subansamblu.

Tabelul 15.4

Intensităţi reale ale defectărilor la transmisia unui tractor

Elementul component (organul)	Rata (intensitatea) reală a defectărilor ($\times 10^{-6}$)
Arborele principal	
Lagăre asamblate	7,02
Lagăr cu capac	1,68
Garnitura inelară de etanşare	0,952
Pană	0,55
Distanţier	0,2
Arbore principal	0,9
Prima transmisie	
Roata dinţată de pe arborele principal	79,8
Roata dinţată de pe axul pinionului	25,5
Flanşă	1,54
Ambreiaj	2,2
A doua transmisie	
Roata dinţată de pe arborele principal	15,2
Roata dinţată de pe axul pinionului	12,6
Flanşă	8,68
Ambreiaj	6,5
A treia transmisie	
Roata dinţată de pe arborele principal	11,9
Roata dinţată de pe axul pinionului	12
Flanşă	8,68
Ambreiaj	7
Axul pinionului	
Cuzineţi	0,39
Pinionul lagărului frontal	3,98
Pinionul lagărului din spate	1,76
Şaiba	0,55
Axul pinionului	21,7

a) Care este fiabilitatea fiecărui subansamblu?

b) Care este fiabilitatea întregii transmisii?

c) Să se scoată în evidenţă care sînt organele „de importanţă vitală“ (elementele „de importanţă vitală“ sînt elemente care au intensităţile de defectare cele mai mari).

Intensităţile reale ale defectărilor se dau în tabelul 15.4, iar rezolvarea temei se prezintă în tabelul 15.5.

Din tabelul 15.4 reiese că elementele de „importanţă vitală” sînt roata dinţată de pe arborele principal şi roata dinţată de pe axul pinionului.

Scanned with OKEN Scanner

Tabelul 15.5

Exemplu de calcul

Nr. crt.	Mărimea calculată	Subansamblul	Simbol	Relația de calcul (tabelul)	Calcule	Unități de măsură
0	1	2	3	4	5	6
1	Intensitatea defectărilor subansamblelor	Arborele principal	λ_1	$\lambda_1 = \sum_{i=1}^{6} \lambda_{1i}$	$\lambda_1 = (7{,}02+1{,}68+0{,}952+0{,}55+0{,}2+0{,}9)\cdot 10^{-6}$; $\lambda_1 = 11{,}302\cdot 10^{-6}$	1/oră
		Prima transmisie	λ_2	$\lambda_2 = \sum_{i=1}^{4} \lambda_{2i}$	$\lambda_2 = (79{,}8+25{,}5+1{,}54+2{,}2)\cdot 10^{-6}$; $\lambda_2 = 109{,}04\cdot 10^{-6}$	1/oră
		A doua transmisie	λ_3	$\lambda_3 = \sum_{i=1}^{4} \lambda_{3i}$	$\lambda_3 = (15{,}2+12{,}6+8{,}68+6{,}5)\cdot 10^{-6}$ $\lambda_3 = 42{,}98\cdot 10^{-6}$	1/oră
		A treia transmisie	λ_4	$\lambda_4 = \sum_{i=1} \lambda_{4i}$	$\lambda_4 = (11{,}9+12+8{,}68+7)\cdot 10^{-6}$; $\lambda_4 = 39{,}58\cdot 10^{-6}$	1/oră
		Axul pinionului	λ_5	$\lambda_5 = \sum_{i=1}^{5} \lambda_{5i}$	$\lambda_5 = (0{,}39+3{,}98+1{,}76+0{,}55+21{,}7)\cdot 10^{-6}$ $\lambda_5 = 28{,}38\cdot 10^{-6}$	1/oră
2	Fiabilitatea subansamblelor	Arborele principal	F_1	$F_1 = e^{-t_1\lambda_1}$	$F_1 = e^{-5000\cdot 11{,}302\cdot 10^{-6}}$; $F_1 = e^{-0{,}056} = 0{,}941$	
					$F_1 = 94{,}1$	%
		Prima transmisie	F_2	$F_2 = e^{-t_2\lambda_2}$	$F_2 = e^{-750\cdot 109{,}04\cdot 10^{-6}} = e^{-0{,}082} = 0{,}929$	
					$F_2 = 92{,}9$	%
		A doua transmisie	F_3	$F_3 = e^{-t_3\lambda_3}$	$F_3 = e^{-1750\cdot 42{,}98\cdot 10^{-6}} = e^{-0{,}075} = 0{,}933$	
					$F_3 = 93{,}3$	%
		A treia transmisie	F_4	$F_4 = e^{-t_4\lambda_4}$	$F_4 = e^{-2500\cdot 39{,}58\cdot 10^{-6}} = e^{-0{,}099} = 0{,}904$	
					$F_4 = 90{,}4$	%
3	Fiabilitatea transmisiei	Axul pinionului	F_5	$F_5 = e^{-t_5\lambda_5}$	$F_5 = e^{-5000\cdot 28{,}38\cdot 10^{-6}} = e^{-0{,}142} = 0{,}867$	
					$F_5 = 86{,}7$	%
			F	$F = F_1F_2F_3F_4F_5 = e^{-\sum_{i=1}^{5} t_i\lambda_i}$	$F = e^{-0{,}454} = 0{,}635$	
					$F = 63{,}5$	%

Scanned with OKEN Scanner

BIBLIOGRAFIE

1. Agma 220.02. *Strength of Spur Gear Teeth*, August, 1966.
2. Agma 210.02. *Surface Durability of Spur Gear*, January, 1965.
3. Agma 221.02. *Strength of Helical and Herringbone Gear Teeth*, Iuly, 1965.
4. Agma 211.02. *Surface Durability of Helical and Herringbone Gear*, February, 1969.
5. Alexandrescu, F. și Necula, S. *Conducte și armături*. București, Editura tehnică, 1963.
6. Alexandrov, L. I. *Zubciatîe peredaci*, Harkov, 1964.
7. Annand, W. J. D. *The Mechanics of Machines*, London, Heinemann Educational Books Ltd, 1966.
8. Antal, A., Dali, A. Mădărășan, T., Pop, D. *Elemente de proiectare pentru lagăre cu alunecare*, I. P. Cluj, 1970.
9. Antal, A. și Pop, D. *Curs de Organe de mașini și mecanisme pentru subingineri*, Lito. I. P. C., 1974.
10. Arnold, R. și Raul, N. *Über den Ölfilm bei Stirnlager*, Schmiertechnik 4, (1957), 3.
11. Bauer, R. ș. a. *Achsen, Wellen, Lager, Kupplungen-Vierte, Verbesserte und erweiterte auflage*, Leipzig, VEB Fachbuch verlag, 1964.
12. Băţagă, N. și Apostolescu, R. *Motoare*. București, Editura didactică și pedagogică, 1967.
13. Boiangiu, O. ș. a. *Elemente elastice ale mașinilor*. București, Editura tehnică, 1967.
14. Bolotovskaia, T. P. ș. a. *Spravocinik po geometriceskomu rasciotu evolventnih zubciatih i cerviacinih peredaci*, pod redakţiei I. A. Bolotovskogo, Moskva, Gosudarstvennoe naucino-tehniceskoe izdatelistvo mașinostroitelinoi literaturî, 1963.
15. Bosch, M. și Rademacher, J. *Laufverhalten moderner Zahnrad-Leistungsgetriebe in Industrie Anzeiger*, 11/1967.
16. Botez, E. *Angrenaje*. București, Editura tehnică, 1962.
17. Botez, E. ș. a. *Mașini-unelte, Bazele teoretice ale proiectării* vol. III, Organologia și dinamica, București, Editura tehnică, 1973.
18. Brondel, J. *Accouplements, joints de cardan, encliquetages*, Dunod, Paris, 1961.
19. Bunescu, V. ș. a. *Raţionalizarea calculelor în proiectare*, Ediţia a II-a, completată și revizuită, București, Editura tehnică, 1970.
20. Buzdugan, Gh. *Rezistența materialelor*, București, Editura tehnică, 1964.
21. *Catalog de rulmenți Nr. 005*, Editat de Oficiul de Documentare și Publicaţii Tehnice, București, 1970.
22. *Centri Anlaufkuplungen*, Druckschruft Nr. D 8790, Stromag-Kupplungsbau u. Handelgesellschaft, Wien.
23. Cernavski, A. *Podșipniki scoljenia*, Moskva, Maşghiz, 1963.
24. Chabert, G. și Selfosse, M. *Portée des engrenages cylindriques droits à denture bombée*, Choix du bombement.
25. Chișiu, A. și Mădărășan, T. *Cu privire la calculul lagărelor de alunecare cu răcire naturală*, lucrare susținută la cea de a XXIII-a Sesiune științifică a Inst. Politehnic Cluj-Napoca.
26. Chișiu, A. ș. a. *Asupra calculului temperaturii admisibile pe suprafața lagărelor de la osiile motoare ale locomotivelor cu abur*, Buletinul științific al Inst. Politehnic Cluj, nr. 11, 1968.

Scanned with OKEN Scanner

27. Chișiu, A. *Influența frecării uscate asupra alegerii materialului pentru corpul cuzinetului căptușit cu compoziție*, Buletinul științific al I. P. Cluj nr. 12, 1969.
28. Chișiu, A. *Contribuții asupra utilizării corpului cuzinetilor de osie din fontă cu grafit nodular la vagoanele de marfă*, Teză de doctorat, Cluj 1968.
29. Chișiu, A. și Szabo, A. *Determinarea uzurii cu ajutorul izotopilor radioactivi*, București, Editura tehnică, 1967.
30. Chișiu, A. ș. a. *Curs de Organe de mașini*, vol. I și vol. II, Cluj, Litografia I. P. Cluj, 1968.
31. Constantinescu, N. N. *Lubrificația cu gaze*, Editura Academiei R. P. R., 1963.
32. Cornelius, E. A. și Kwami, F. O. *Die Steigerung der Sicherheit von Schraubenverbindungen der Überelastiches Anziehen*, Konstruktion 18 (1966) H. 4.
33. *Cuplaje dințate în construcțiile moderne de mașini*, Lucrarea a fost întocmită de ing. Lupu Mony, București, I. D. T., 1967.
34. *Cuplaje și frâne electromagnetice*, Licența Binder-Magnette — R.F.G, Ministerul Industriei Construcțiilor de mașini, Oficiul de documentare și publicații tehnice, Uzina Mecanică Cugir.
35. *Detali mașin. Atlas konstrukții*, izdanie 3-e, prerabotannoe i dopolnennoe, pod redakției D. N. Reșetova, Izdatelistvo „Mașinostroenie", Moskva, 1968.
36. *Detali mașin, Rasciot i konstruirovanie, Spravocinik*, TOM 1, pod redakției NS, Acerkana, izdanie tretie, prerabotannoe, Izdatelistvo „Mașinostroenie", Moskva, 1968.
37. *Detali mașin, Rasciot i konstruirovanie, Spravocinik*, TOM 2, pod redakției NS Acerkana, izdanie tretie, prerabotannoe, Izdatelistvo „Mașinostroenie", Moskva, 1968.
38. Diacenko, S.K. și Kirkaci, N. F. *Predohranitelinie mufti*, Gosudarstvennoe izdatelistvo tehniceskoi literaturî, SSSR, Kiev, 1962.
39. DIN 3990 — 1963 — *Zahnradberechnung.*
30. Dobrovolski, V. ș. a. *Machine Elements*, A textbook, Translated from the Russian by A. Troitsky, MIR Publishers, Moskva, 1974.
41. Domșa, Al. ș. a. *Pistoane*, București, Editura tehnică, 1961.
42. Doughtie, L. V. ș. a. *Design of Machine Members*, Fourth Edition, Mc Graw-Hill Book Company, New York, San Francisco, Toronto, London, 1964.
43. Drescher, N. *Versuchstand für Axiallager*, Konstruktion 13 (1961) 1.
44. Droste, K. *Schmierung und Gestaltung von Gleitlagern*, Stahl und Eisen, 73 (1957) 17 und 18.
45. Dudiță, Fl. *Transmisii cardanice*, București, Editura tehnică, 1966.
46. Dudley, N. *Zahnräder*, Springer Verlag, 1961.
47. Fricke, J. și Yanssen, H. *Schmierstoffe im Betrieb*, Konstruktion 18 (1966) 11.
48. Fronius, St. *Maschinen Elemente, Antriebselemente*, VEB Verlag Technik Berlin, 1971.
49. Frössel, W. *Berechnung von Gleitlagern*, Konstruktion 9 (1967) 5.
50. Fuller, D. D. *Theorie und Praxis der Schmierung*, Union Berlin, 1960.
51. Gheorghiu, N. *Transmisii prin curele trapezoidale*, Teză de doctorat, I. P. Timișoara, 1969.
52. Gersdorfer, D. *Die Berechnung der Temperatur von Gleitlagern*, Maschinenbau und Wärmewirtschaft, 19 (1955) 3, II 10 (1955) 6, III 10 (1955) 7, IV 10 (1955) 8.
53. Henriot, G. *Traité théorique et pratique des engrenages*, Vol. I, Dunod-Paris, 1968.
54. Holland, W. *Die Ermittlung der Kenngrössen für Zylindrische Gleitlagern*, Konstruktion 13 (1961) 6.
55. Horovitz, B. *Organe de mașini*, București, Editura didactică și pedagogică, 1969.
56. Horovitz, B. ș. a. *Transmisii și variatoare prin curele și lanțuri*, București, Editura tehnică, 1971.
57. Huber, R. *Zur Berechnung von Gleitlager mit hydrodynamischer Schmierung*, Forsch. Ing. Wes. 20 (1963) 4.
58. Iliuc, I. ș. a. *Cercetări privind comportarea la frecare și uzare în regim de frecare limită și uscată a unor noi lubrifianți și materiale noi, cu aplicații în industria constructoare de mașini. Aspecte tribologice ale utilizării unor noi substanțe active la aditivarea lubrifianților*, Centrul de Mecanica Solidelor, București, 1972.
59. Furnică, M. ș. a. *Îndrumător pentru construcția lagărelor cu rulmenți*, Ministerul Industriei de mașini grele, 1974.
60. Juran, J. M. și Gryna, F. M. jr. *Calitatea produselor. Tratat practic de planificare, proiectare, realizare și control*, Traducere din limba engleză — SUA, București, Editura tehnică, 1973.
61. Klein, Gh. H. *Hochwertige Schraubenverbindungen*, Konstruktion, 11 (1959), H.6.

Scanned with OKEN Scanner

CUPRINSUL

Pag.

1. CONSIDERAŢII GENERALE 5
1.1. Problemele Organelor de maşini 5
1.1.1. Obiectul şi importanţa Organelor de maşini 5
1.1.2. Clasificarea organelor de maşini 5

2. BAZELE PROIECTĂRII ORGANELOR DE MAŞINI 10
2.1. Unele probleme ale proiectării organelor de maşini 10
2.1.1. Alegerea oţelurilor pentru construcţii de organe de maşini 10
2.1.1.1. Alegerea oţelurilor pentru diferite organe de maşini pe baza caracteristicilor de rezistenţă 11
2.1.1.2. Alegerea oţelului pentru construcţii de organe de maşini solicitate la oboseală 12
2.1.1.3. Alegerea oţelurilor ţinînd seamă de rezistenţa la rupere fragilă. 19
2.1.1.4. Aspecte ale concentratorilor de tensiune privind materialul şi defectele de suprafaţă 20
2.1.1.5. Alegerea oţelurilor ţinînd seama de comportarea la tratament termic 20
2.2. Probleme legate de proiectarea formei 26
2.2.1. Munca de proiectare 26
2.2.2. Forma pieslor 26
2.2.2.1. Forma pieselor turnate 27
2.2.2.2. Forma pieselor forjate liber 30
2.2.2.3. Forma pieselor forjate în matriţă 30
2.2.2.4. Forma pieselor prelucrate pe maşini unelte 31
2.2.2.5. Forma pieselor frezate 33
2.2.2.6. Forma filetelor şi a danturilor 33
2.2.2.7. Aspecte legate de problema ajustajelor 34
2.2.2.8. Ajustajele fixe cu toleranţe mici 34
2.2.2.9. Proiectarea formei ţinînd seamă de exploatare 36
2.3. Aplicarea toleranţelor în construcţia de maşini 37
2.3.1. Erori de fabricaţie 37
2.3.1.1. Dimensiuni 37
2.3.1.2. Abateri 38
2.3.1.3. Toleranţe 38
2.3.1.4. Noţiuni de bază privind ajustajele 38
2.3.1.5. Unele probleme de legătură între sistemele de toleranţă . . 40
2.3.1.6. Alegerea ajustajelor 42
2.4. Aplicarea standardelor 43

3. ASAMBLĂRI NEDEMONTABILE 51
3.1. Nituirea 51
3.1.1. Generalităţi, definiţii, caracterizare şi domeniul de aplicare 51
3.1.2. Materialul niturilor 53
3.1.3. Procesul transmiterii forţelor prin nituri 55
3.1.4. Nituirea de rezistenţă — etanşare 58
3.1.5. Nituirea tablelor din metale uşoare 63

Scanned with OKEN Scanner

3.2. Îmbinări sudate 64
3.2.1. Generalităţi, definiţii şi caracterizare 64
3.2.2. Calculul îmbinărilor sudate 67
3.2.3. Elemente constructive. Principii de proiectare raţională a organelor de maşini sudate 82
3.3. Îmbinările prin lipire şi îmbinări cu adezivi 85
3.3.1. Îmbinările prin lipire metalică 85
3.3.2. Îmbinări cu adezivi sintetici Caracterizare şi domeniu de aplicare 86
3.3.3. Elemente de calcul şi consideraţii asupra rezistenţei îmbinărilor încleiate 90

4. ASAMBLĂRI DEMONTABILE 93
4.1. Asamblări prin pene 93
4.1.1. Caracterizare, clasificări de bază 93
4.1.2. Penele transversale 93
4.1.2.1. Clasificare, utilizare, materiale 93
4.1.2.2. Consideraţii teoretice 96
4.1.3. Penele longitudinale 97
4.1.3.1. Caracterizare, clasificare şi domeniul de utilizare 97
4.1.3.2. Material şi tehnologie 102
4.1.3.3. Elemente de calcul 102
4.2. Asamblări cu inele tronconice 107
4.2.1. Caracterizare, utilizare, material şi tehnologie 107
4.2.2. Elemente de calcul 110
4.2. Asamblări prin caneluri 111
4.3.1. Caracterizare, clasificare, utilizare şi indicaţii tehnologice 111
4.3.2. Elemente de calcul 111
4.4. Asamblări cu profile poligonale 115
4.5. Bolţuri şi ştifturi 116
4.5.1. Bolţuri 116
4.5.2. Ştifturi 118
4.6. Asamblări filetate 119
4.6.1. Caracterizare, domeniul de utilizare şi clasificare 119
4.6.2. Elementele asamblărilor filetate 121
4.6.2.1. Filetele 121
4.6.2.2. Şuruburile 125
4.6.2.3. Piuliţele 129
4.6.2.4. Şaibele 130
4.6.2.5. Cheile 131
4.6.3. Material 131
4.6.4. Consideraţii teoretice 132
4.6.4.1. Sistemul de forţe şi randamentul asamblărilor filetate . . . 132
a. Frecarea şi condiţia de autofrînare 132
b. Randamentul asamblărilor filetate 134
4.6.4.2. Solicitările principale din şurub şi piuliţă 135
4.6.4.3. Asamblări cu prestrîngere 137
4.6.4.4. Solicitări suplimentare în şuruburi 142
4.6.5. Calculul asamblărilor filetate 150
4.6.5.1. Asamblări cu prestrîngere iniţială. Şuruburi supuse la acţinnea unei forţe de exploatare practic constantă 150
4.6.5.2. Asamblări cu prestrîngere iniţială. Şuruburi solicitate la oboseală 151
4.6.5.3. Şuruburi supuse la sarcini transversale 151
4.6.5.4. Şuruburi supuse la sarcini excentrice 152
4.6.5.5. Şuruburi de mişcare 152
4.6.5.6. Comportarea şuruburilor la fluaj 154
4.6.6. Elemente constructive şi soluţii pentru îmbunătăţirea comportării în exploatare a asamblărilor filetate 160
4.6.6.1. Uniformizarea încărcării piuliţei, elemente constructive privind piuliţa 160
4.6.6.2. Elemente constructive privind şurubul 161
4.6.7. Asigurarea asamblărilor filetate 162
4.6.7.1. Problema autodesfacerii şuruburilor 162
4.6.7.2. Metode de asigurare a asamblărilor filetate 162

Scanned with OKEN Scanner

4.6.8. Elemente noi în domeniul asamblărilor filetate 165
4.7. Asamblări cu brăţară elastică 166
4.7.1. Caracterizare şi rol funcţional 166
4.7.2. Material şi tehnologie 169
4.7.3. Elemente de calcul 169
4.8. Asamblări cu stringere proprie (seraje) 170
4.8.1. Caracterizare şi rol funcţional 170
4.8.2. Clasificarea asamblărilor cu stringere proprie 170
4.8.3. Asamblări cu elemente intermediare. Indicaţii privind executarea . . 170
4.8.4. Asamblări fără elemente intermediare 171
4.8.4.1. Principiul de realizare 171
4.8.4.2. Indicaţii tehnologice 171
4.8.4.3. Elemente de calcul 172
4.8.4.4. Eforturile unitare şi deformaţiile pieselor 175
4.8.4.5. Calculul ajustajului presat, alegerea clasei de precizie, verificarea ajustajului şi calculul temperaturii de încălzire (de răcire) a pieselor în vederea montării 175

5. ARCURI 177
5.1. Consideraţii generale 177
5.2. Materiale 179
5.3. Caracteristica arcurilor 185
5.4. Arcuri cu foi 187
5.4.1. Arcuri lamelare 187
5.4.2. Arcuri cu foi multiple 191
5.4.2.1. Generalităţi. Construcţia arcurilor cu foi nultiple. 191
5.4.2.2. Calculul arcurilor cu foi multiple 193
5.5. Arcul-bară de torsiune 196
5.5.1. Generalităţi 196
5.5.2. Calculul arcului-bară de torsiune 197
5.6. Arcuri elicoidale 199
5.6.1. Generalităţi 199
5.6.2. Arcul elicoidal cilindric simplu, de compresiune 199
5.6.2.1. Elemente teoretice 199
5.6.2.2. Calculul arcului elicoidal cilindric de compresiune 201
5.6.2.3. Elemente constructive 203
5.6.3. Arcuri elicoidale cilindrice de tracţiune 204
5.6.4. Arcuri elicoidale cilindrice multiple 205
5.6.5. Arcuri elicoidale cilindrice de torsiune 207
5.7. Arcuri-disc 209
5.8. Arcuri inelare 212
5.9. Arcuri din cauciuc 215

6. OSII ŞI ARBORI DREPŢI 217
6.1. Caracterizare şi rol funcţional 217
6.2. Clasificarea osiilor şi arborilor 217
6.3. Material şi tehnologie 219
6.4. Calculul osiilor şi arborilor 219
6.4.1. Consideraţii generale 219
6.4.2. Calculul osiilor 219
6.4.3. Calculul arborilor drepţi 220
6.4.3.1. Predimensionarea arborilor drepţi 220
6.4.3.2. Calculul la oboseală al arborilor drepţi 223
6.4.3.3. Calculul la rigiditate al arborilor drepţi 224
6.4.3.4. Calculul arborilor la turaţia critică 226
6.5. Elemente constructive 233

7. TRIBOLOGIE, FUSURI ŞI LAGĂRE 235
7.1. Organele de rezemare 235
7.1.1. Tribologie 235
7.2.2. Starea de ungere şi uzura 235
7.1.3. Materiale de ungere. Uleiuri şi lubrifianţi solizi 241

Scanned with OKEN Scanner

7.1.4. Influenţa lubrifianţilor la avarierea unor organe de maşini 244
7.1.4.1. Generalităţi 244
7.1.4.2. Exemple de avarii datorite lubrifiantului 245
7.2. Fusuri şi pivoţi 246
7.2.1. Clasificarea fusurilor 246
7.2.2. Materialul fusurilor 247
7.2.3. Calculul simplificat al fusurilor 247
7.2.3.1. Calculul fusului frontal cilindric 249
7.2.3.2. Fusul sferic 253
7.2.3.3. Fusul intermediar cilindric 253
7.2.4. Calculul simplificat al fusului axial 254
7.2.4.1. Repartiţia presiunii la pivotul circular 254
7.2.4.2. Pivoţi cu inele 256
7.2.4.3. Pivoţi axial-radiali 258
7.2.5. Elemente constructive asupra fusurilor şi pivoţilor 259
7.3. Elemente teoretice de bază asupra ungerii hidrodinamice 261
7.3.1. Generalităţi 261
7.3.2. Ecuaţiile hidrodinamice de bază 262
7.4. Calculul lagărelor cu alunecare în regim hidrodinamic 267
7.4.1. Calculul lagărelor radiale pe baza teoriei hidrodinamice a ungerii . . . 267
7.4.1.1. Adaptarea relaţiilor de bază la fusul radial cilindric de lungime finită 268
7.4.1.2. Echilibrul termic al lagărului 277
7.4.1.3. Discuţia parametrilor de bază 279
7.4.1.4. Metoda de calcul a lagărelor radiale cu alunecare 286
7.4.1.5. Particularităţile calculului în cazul cuzineţilor din mase plastice 300
7.4.1.6. Noţiuni asupra fusului cu zone multiple de portanţă 301
7.4.2. Calculul lagărelor axiale pe baza teoriei hidrodinamice a ungerii . . . 302
7.4.3. Calculul lagărelor radial-axiale pe baza teoriei hidrodinamice a ungerii . . 310
7.5. Lagăre hidrostatice 310
7.6. Particularităţile lagărelor lubrifiate cu gaze 315
7.7. Construcţia lagărelor cu alunecare 318
7.7.1. Generalităţi, clasificare, elemente constructive şi rolul lor funcţional . 318
7.7.2. Condiţiile cerute lagărelor cu alunecare 320
7.7.3. Materiale antifricţiune 321
7.7.4. Calculul şi construcţia elementelor componente ale lagărelor radiale . . 325
7.7.4.1. Cuzineţi, formă şi material 325
7.7.4.2. Corpul şi capacul lagărului 328
7.7.4.3. Metode de ungere 330
7.7.4.4. Exemple constructive de lagăre 334
7.8. Rulmenţi. Lagăre cu rulmenţi 338
7.8.1. Generalităţi. Clasificare 338
7.8.2. Materiale 342
7.8.3. Simbolizarea rulmenţilor 342
7.8.4. Repartizarea sarcinilor în rulmenţi 346
7.8.5. Eforturi unitare de contact în rulmenţi 349
7.8.6. Relaţiile cinematice şi solicitări variabile ale elementelor rulmentului . 350
7.8.7. Frecarea în rulmenţi 352
7.8.8. Forţe de inerţie. Momentul giroscopic 352
7.8.9. Determinarea mărimii rulmenţilor 355
7.8.9.1. Durabilitatea. Capacitatea de încărcare dinamică. Definiţii . . 356
7.8.9.2. Calculul sarcinii dinamice chivalente 357
7.8.9.3. Forţe suplimentare 364
7.8.9.4. Durabilitatea necesară 364
7.8.9.5. Calculul capacităţii de încărcare dinamică 366
7.89.6. Capacitatea de încărcare statică 367
7.8.97. Capacitatea de încărcare a rulmenţilor împerecheaţi 368
7.8.10. Proiectarea lagărelor cu rulmenţi 369
7.8.101. Ajustajele de montaj 369
7.8.10.2. Alcătuirea lagărelor cu rulmenţi 375
7.8.11. Ungerea rulmenţilor 391
7.8.12. Etanşarea rulmenţilor 400

Scanned with OKEN Scanner

7.8.12.1. Etanşări fără contact 402
7.8.12.2. Etanşări cu contact 405
7.8.13. Montarea şi demontarea rulmenţilor 407

8. CUPLAJE 419
8.1. Consideraţii generale 419
8.2. Cuplaje permanente 423
8.2.1. Cuplaje permanente fixe (rigide) 423
8.2.1.1. Cuplaje cu bucşă 423
8.2.1.2. Cuplaje-manşon 424
8.2.1.3. Cuplaje cu flanşe 425
8.2.1.4. Cuplaje cu dinţi frontali (Hirth) 427
8.2.1.5. Cuplaje cu role de blocare (Stieber) 430
8.2.2. Cuplaje permanente mobile (compensatoare) cu elemente rigide . . . 431
8.2.2.1 Cuplaje permanente mobile cu elemente rigide pentru abateri (deplasări) axiale (Cuplaje cu gheare) 431
8.2.2.2. Cuplaje permanente mobile cu elemente rigide pentru abateri (deplasări) radiale. (Cuplaje-Oldham) 433
8.2.2.3. Cuplaje permanente mobile cu elemente rigide pentru abateri (deplasări) unghiulare (Cuplajul cardanic) 436
8.2.2.4. Cuplaje permanente mobile cu elemente rigide pentru abateri deplasări combinate (Cuplaje dinţate) 440
8.2.3. Cuplaje permanente mobile cu elemente elastice 444
8.23.1. Cuplaje elastice cu elemente metalice 445
a. Cuplajul cu arcuri cu foi multiple dispuse radial 445
b. Cuplajul cu arc şerpuit (cuplajul Bibby) 447
c. Cuplajul cu arcuri în formă de bară (cuplajul Forst) . . 453
d. Cuplajul cu arcuri elicoidale (cuplajul Cardeflex) 454
8.2.3.2. Cuplaje elastice cu elemente nemetalice 458
a. Cuplaje elastice cu bolţuri 459
b. Cuplaje elastice cu disc intermediar (cuplaje Hardy) . . . 459
c. Cuplaje elastice cu stea 461
d. Cuplaje elastice cu bandaj (cuplaje Periflex) 462
8.3. Cuplaje intermitente (Ambreiaje) 464
8.3.1. Cuplaje intermitente mecanice 466
8.3.1.1. Cuplaje intermitente mecanice cu comandă mecanică . . . 466
a. Cuplaje cu gheare 466
b. Cuplaje cu dinţi 468
c. Cuplaje (ambreiaje) cu fricţiune 468
8.3.1.2. Cuplaje intermitente mecanice cu comandă electrică (electromagnetică) 486
8.3.1.3. Cuplaje intermitente mecanice cu comandă hidraulică . . 490
8.3.2. Cuplaje electromagnetice cu alunecare 497
8.3.3. Cuplaje hidraulice 499
8.3.4. Cuplaje electromagnetice cu pulberi 501
8.3.5. Cuplaje intermitente automate 503
8.3.51. Cuplaje unilaterale (unisens, de cursă liberă) 503
8.3.5.2. Cuplaje centrifuge 510
8.3.5.3. Cuplaje de siguranţă 512

9. TRANSMISII CU ROŢI DE FRICŢIUNE ŞI VARIATOARE 519
9.1. Roţi de fricţiune 519
9.1.1. Variatoare cu roţi de fricţiune 523
9.1.1.1. Gama de reglare 526
9.1.1.2. Tipuri de alunecări în transmisiile cu fricţiune 527
9.2. Variatoare cu element flexibil 530
9.2.1. Definire. Generalităţi 530
9.2.2. Caracteristici de putere şi moment ale variatoarelor 533
9.2.3. Elemente de geometrie şi cinematică ale variatoarelor cu element intermediar flexibil 534
9.2.4. Forţa axială pe discuri 538
9.2.5. Metoda de calcul a variatoarelor cu curea lată 539
9.2.6. Tipuri constructive de variatoare cu element intermediar flexibil . . 542

Scanned with OKEN Scanner

10. TRANSMISII PRIN ANGRENAJE 545
10.1. Generalităţi 545
10.2. Elemente de bază din geometria şi cinematica angrenajelor în evolventă . . . 545
10.3. Corijarea danturii angrenajelor 551
10.4. Materiale utilizate pentru execuţia roţilor dinţate 556
10.5. Aspecte ale uzurii angrenajelor utiizate în construcţia de maşini 558
10.6. Angrenaje cilindrce cu dinţi drepţi 562
10.6.1. Consideraţii generale de calcul 562
10.6.2. Forţele ce acţionează în angrenajele cilindrice cu dinţi drepţi . . 563
10.6.3. Calculul de rezistenţă pentru roţile dinţate cilindrice cu dinţi drepţi 568
10.6.3.1. Calculul dstanţei axiale şi a modulului pe baza solicitării la presiune de contact 568
10.6.3.2. Calculul de rezistenţă pentru roţile cilindrice cu dinţi drepţi la solcitarea de încovoiere 574
10.6.3.3. Calculul angrenajelor la uzura adeziv-abrazivă 577
10.7. Angrenaje cilindrice cu dinţi înclinaţi 577
10.7.1. Noţiuni introductive. Forţele la angrenajul cilindric cu dinţi înclinaţi . 577
10.7.2. Calculul roţilor dinţate cilindrice cu dinţi înclinaţi pe baza solicitării la presiune de contact 583
10.7.3. Calculul roţilor dinţate cilindrice cu dinţi înclinaţi pe baza solicitării de încovoiere 588
10.8. Calculul de rezistenţă a roţilor dinţate conice cu dinţi drepţi şi înclinaţi 593
10.81. Roţi conice cu dinţi drepţi 593
10.8.1.1. Roţile dinţate cilindrice echivalente roţilor conice . . . 593
10.8.1.2. Forţele în angrenajul conic cu dinţi drepţi 594
10.8.1.3. Calculul roţilor dinţate conice cu dinţi drepţi la presiune de contact 595
10.8.1.4. Calculul roţilor conice cu dnţi drepţi la solicitarea de încovoiere 599
10.8.2. Roţi dinţate conice cu dinţi înclinaţi sau curbi 600
10.8.2.1. Forţele care lucrează în angrenajul conic cu dinţi înclinaţi sau curbi 600
10.8.2.2. Calculul angrenajelor conice cu dinţi înclinaţi sau curbi la presune de contact 602
10.8.2.3. Caculul angrenajelor conice cu dinţi înclinaţi sau curbi pe baza solicitării de încovoiere 605
10.9. Calculul angrenajelor melcate 608
10.9.1. Generalităţi asupra angrenajelor elicoidale 608
10.9.1.1. Angrenaje melcate. Tipuri. Particularităţi cinematice . . 609
10.9.1.2. Materiale pentru angrenajele melcate 614
10.9.1.3. Forţele ce acţionează în angrenajele melcate 614
10.9.1.4. Calculul angrenajelor melcate cilindrice la presiune de contact 616
10.9.1.5. Calculul angrenajelor melcate la solicitarea de încovoiere . 619
10.9.1.6. Calculul termic al angrenajelor melcate 620
10.9.2. Angrenaje melcate globoidale 626
10.9.3. Angrenaje pseudoconice (hipoide) 631
10.10. Stabilirea rezistenţeor admisibile pentru calculul de dimensionare a angrenajelor 635
10.10.1. Rezistenţa admisibilă la presiune de contact (pitting) 635
10.10.2. Rezistenţa admisibilă la solicitarea de încovoiere 642
10.11. Randamentul angrenjealor şi verificarea la încălzire 646
10.12. Angrenaje speciale 648
10.12.1. Angrenaje de tip Novicov 648
10.12.2. Angrenaje elastice 649
10.13. Construcţia reductoarelor cu roţi dinţate 653
10.13.1. Elemente consructive privind roţile dinţate 653
10.13.2. Tipuri constructive de reductoare şi recomandări privind proiectarea lor 656

Scanned with OKEN Scanner

11. TRANSMISII PRIN CURELE 677
11.1. Definire. Generalităţi. Clasificare. Domenii de utilizare 677
11.2. Materiale utilizate pentru curele late 680
11.3. Îmbinarea capetelor curelei 681
11.4. Consideraţii teoretice privitoare la geometria transmisiei prin curele late . . 682
11.5. Forţe şi eforturi unitare în curele late 691
11.6. Alunecarea curelei pe roţi. Curbele de alunecare 695
11.7. Metode de calcul al transmisiei prin curele late 697
11.8. Determinarea rezistenţei admisibile utile σ_{ua} 701
11.9. Transmisii prin curele trapezoidale 705
11.9.1. Generalităţi 705
11.9.2. Consideraţii teoretice 706
11.9.3. Calculul transmisiior prin curele trapezoidale 707
11.10. Aspecte ale calculului de durabilitate al curelelor 707
11.11. Roţi de transmisie prin curea 714
11.11.1. Condiţii generale 714
11.11.2. Roţi pentru curea lată 714
11.11.3. Roţi pentru curele trapezoidale 716
11.12. Transmisii cu role de întindere 716
11.13. Elemente de protecţia muncii la montarea şi exploatarea transmisiilor prin curele 718

12. TRANSMISII PRIN LANŢ 719
12.1. Consideraţii generale despre transmisiile prin lanţ. Definirea transmisiei prin lanţ 719
12.2. Elemente de geometrie, cinematică şi dinamică la transmisiile prin lanţ . . 722
12.2.1. Elemente geometrice ale transmisiilor prin lanţ 722
12.2.2. Cinematica transmisiilor prin lanţ 725
12.2.3. Dinamica transmisiei prin lanţ 728
12.3. Calculul transmisiilor prin lanţ 731
12.4. Roţile de lanţ utilizate în construcţia de maşini 738
12.4.1. Roţile pentru lanţuri cu bucşe şi role 738
12.4.2. Roţile pentru lanţuri dinţate 738
12 5. Materiale utilizate la construcţia elementelor transmisiilor prin lanţ 740
12.6. Elemente de protecţia muncii şi exploatare a transmisiilor prin lanţ . . . 740

13. ORGANELE MECANISMULUI CU BIELĂ ŞI MANIVELĂ 743
13.1. Consideraţii teoretice privind cinematica şi dinamica mecanismului bielă-manivelă la motoarele auto şi de tractor 743
13.2. Organele componente ale mecanismului cu bielă şi manivelă. Arbori cotiţi . . 748
13.2.1. Calculul arborilor cotiţi 749
13.2.1.1. Forţa rezultantă pe lagărele arborilor cotiţi 751
13.2.1.2. Eforturi unitare şi elemente de calcul la oboseală pentru fusuri şi braţe 752
13.2.2. Elemente constructive asupra arborilor cotiţi 759
13.3. Biela 762
13.3.1. Generalităţi. Materiale 762
13.3.2. Calculul bielei 763
13.3.2.1. Tija (corpul) bielei 763
13.3.2.2. Capetele de bielă închise (piciorul bielei) 767
13.3.2.3. Capetele de bielă deschise 770
13.3.3. Elemente constructive 772
13.4. Pistonul 774
13.4.1. Consideraţii teoretice 774
13.4.2. Materiale 775
13.4.3. Calculul şi construcţia pistoanelor 776
13.4.4. Variante constructive 780
13.5. Segmenţi 783
13.5.1. Rol funcţional şi clasificare 783
13.5.2. Material şi indicaţii tehnologice 785
13.5.3. Calculul segmenţilor 785
13.6. Bolţul de piston 787
13.7. Volantul 789

Scanned with OKEN Scanner

13.7.1. Generalități privind rolul volantului. Calculul greutății volantului 789
13.7.2. Calculul simplificat al volantului ca organ de mașină 791

14. ORGANELE PENTRU ÎNCHIDEREA CIRCULAȚIEI FLUIDELOR . . . 793
14.1. Generalități 793
14.2. Organe de închidere cu ventil 795
14.2.1. Robinetele cu ventil 797
14.2.1.1. Materialele utilizate în construcția robinetelor cu ventil 797
14.2.1.2. Calculul robinetelor cu ventil 800
14.2.1.3. Elemente constructive asupra armăturilor cu ventil . 808
14.2.2. Elemente asupra supapelor de siguranță 810
14.3. Organele de închidere cu sertar 812
14.3.1. Robinete cu sertar 812
14.3.1.1. Materiale de execuție pentru părțile componente . . 814
14.3.1.2. Elemente de calcul. Calculul sertarului pană 815
14.4. Organele de închidere cu cep. Elemente de bază caracteristice organelor de închidere cu cep 817
14.4.1. Robinete de închidere cu cep 817
14.4.1.1. Materiale 818
14.4.1.2. Date constructive 819
14.5. Organele de închidere cu valvă. Elemente componente. Tipuri constructive . 819

15. ELEMENTE DE FIABILITATE 821
15.1. Generalități. Definiții. Clasificări 821
15.2. Analiza cauzelor și urmărilor defectărilor 823
15.3. Legea exponențială a defectărilor accidentale. (Formula exponențială a fiabilității) 825
15.4. Relația dintre fiabilitatea sistemului și fiabilitatea elementelor componente 826
Bibliografie 830

Scanned with OKEN Scanner

EDITURA DIDACTICĂ ȘI PEDAGOGICĂ — BUCUREȘTI, 1976

Scanned with OKEN Scanner